

E 4524

BULETINUL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
DIN BRAȘOV

Vol. XIII - 1971

Seria A - Mecanică

L:083011



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV

Seria A — Mecanică
Vol. XIII

1971

COLEGIUL DE REDACȚIE :

prof. dr. ing. **Nițescu Gheorghe** (președinte), acad. prof. dr. doc. **Negulescu Emil**, conf. **Lupu Ioan**, prof. dr. **Stănescu Victor**, prof. dr. ing.

Untaru Marin

Ionescu I. Gheorghe (redactor responsabil), **Ehrlich Dietmar** (secretar)

COMITETUL DE REDACȚIE :

prof. ing. **Coșereanu Ion**, prof. dr. ing. **Dimboi Eugen**, prof. dr. ing. **Deutsch Ioan**, conf. dr. ing. **Drăghici Ion**, șef lucrări dr. ing. **Ivan Mircea**, prof. dr. ing. **Nicolaide Andrei**, conf. dr. **Simionescu Cornel**, prof. dr. ing. **Todicescu Alexandru**, conf. dr. ing. **Tudoran Petru**, conf. dr. ing. **Vajda Alexandru**, prof. dr. ing. **Vulcu Vasile**.



S U M A R

MATEMATICI

	Pag.
C. Simionescu, Cl. Simionescu: Forme spațiale compacte ale grupurilor G_3 integrabile și conexiuni invariante	3
Gh. Atanasiu: Asupra extinderii noțiunii de mișcare conformă	11
K. Brantsch: Proprietăți ale energiei informaționale	17
O. Sasu: Asupra soluției unui sistem de ecuații diferențiale liniare și omogene cu coeficienți constanți	23
M. Hagiu: Metoda dreptelor în rezolvarea ecuației $u_t = u_{xx} + f(u)$	27
N. Țița: Asupra bazelor din vectori proprii pentru operatorii de contracție	31

ELECTROTEHNICA ȘI ELECTRONICA

E. Micu: O metodă de stabilire a tensiunii optime de alimentare a motoarelor de curent alternativ comandate prin frecvență	37
A. Gogoiu: Metodă de calcul numeric a cîmpului electromagnetic din întrefierul pompelor liniare plane de inducție	43
W. Szabo: Unele considerații asupra erorilor comparatorului magnetic de curent	53
M. Țafa: Studiul canalelor folosite în mașinile M.H.D. de curent alternativ	61
I. Țopa: Particularitățile de funcționare ale cascadei Krămer cu elemente semiconductoare în acționările electrice	71
V. Pirvulescu, G. Cruțu: Debitmetru de benzină cu rezonanță magnetică nucleară	81
G. Cruțu: Sinteza unor circuite cu logică de prag	85
E. Marga: Alegerea motoarelor de acționare prin arbore electric ale mașinii de rectificat arbori poligonali	91
I. Matlac: Contribuții la studiul elementului amplificator magnetic	101
Gh. Marga: Arbore electric cu motoare de curent continuu cu comandă pe excitație	107
D. Teodorescu, Gh. Toacșe: Sistem prin eșantionare cu servomotor amplificator pentru reglarea temperaturii	117

MECANICA, REZISTENȚA MATERIALELOR, TEORIA MECANISMELOR ȘI ORGANE DE MAȘINI

I. Coșereanu, I. Deutsch, V. Olariu: Asupra suspensiei mixte cu elemente hidropneumatice și arcuri progresive în foi	127
I. Coșereanu, I. Deutsch, Șt. Voiculescu: Cercetări asupra unor modele de batiiu de presă	135

	Pag.
T. Redlov, I. Curtu, A. Șerbu: Asupra calculului iterativ al sistemelor de bare curbe cu noduri fixe	143
M. Tofan: O metodă directă de determinare a modurilor normale de vibrație	151
Șt. Voiculescu: Studiu analitic și fotoelastic asupra rezistenței unor chei fixe	157
C. Rădulescu: Analiza matriceală a mecanismului patruleter spațial R.C.C.C.	163

TERMOTEHNICA, HIDRAULICA

A. Ionescu, M. Tofan: Reprezentarea matricială a transferului de căldură în motoare cu combustie internă	175
V. Hoffmann: Contribuții la studiul exergetic al motoarelor cu ardere internă	183
V. Benche, L. Benche: Construcția caracteristicilor statice ale servomecanismelor hidraulice cu legătură deschisă și distribuitor cu sertar pe baza analogiei electrohidrodinamice	189
V. Șova: Influența schimbului de căldură și de masă asupra calității tehnologice a corpurilor cu suprafețe plane, supuse uscării convective	195
A. Ionescu: Considerații asupra valorilor momentane ale coeficientului de transfer de căldură, mediu de lucru — perete la motoare cu combustie internă	203

CONSTRUCȚIA DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru: Asupra stabilității mișcării autotrenurilor cu semiremorcă, echipate cu dispozitive de antifringere	213
N. Seitz: Studiul experimental al parametrilor care influențează stabilitatea autotrenurilor la frînare	223
T. Nagy: Criterii pentru aprecierea și compararea diferitelor forme de camere de ardere din piston pentru motoarele Diesel cu injecție directă	229
I. Drăghici, N. Veștemeanu: Influența regimului real de răcire al amortizoarelor telescopice asupra rezultatelor încercării acestora în condiții de laborator	239
D. Abăuțancei: Coeficientul de debit al supapei de admisiune pentru motorul M-207	247
S. Năstăsoiu: Influența neconcordanței cinematice în sistemul de rulare al tractoarelor cu patru roți motoare asupra calităților de tracțiune și economice	253
I. Deutsch, V. Olariu, M. Tofan: Studiul soluțiilor sistemului de ecuații ale mișcării unui autovehicul în curbă	265
E. Ionescu: Manevrabilitatea și stabilitatea autotrenurilor cu semiremorcă la deplasarea pe cerc	269
P. Alexandru: Sistematizarea calculului cinematic al mecanismelor de direcție ale autovehiculelor pe roți	281
Gh. Deliu: Stabilitatea automobilelor față de perturbații de direcție sinusoidale	293

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei: Influența tratamentului termic asupra variațiilor dimensionale la inelele de rulmenți din oțel Rul-1	301
E. Jakab: Proveniența nisipurilor brute de turnătorie: proprietăți mineralogice și tehnologice	307
P. Tudoran: Cercetări privind influența aluminiului asupra caracteristicilor mecanice ale oțelului 35M16	315

	<u>Pag.</u>
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobetu, V. Popovici: Încercări pentru determinarea parametrilor tehnologici de sudare a aluminiului 99,5 la sudarea electrică prin presiune	325
Al. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu, T. Neamtu: Considerații privind construcția batiului preseii hidraulice românești de 150 tf.	335
A. Constantinescu, C. Samoilă, M. Tofan, V. Vulcu: Considerații teoretice asupra perfecționării procesului de formare prin aruncare	343
Al. Maniu: Determinarea teoretică a presiunii și a forței necesare pentru presarea oțelului în stare lichidă	351
I. Stănescu, S. Vasii, V. Șuteu: Influența îmbătrânirii asupra capacității de ambutisare a tablelor subțiri: Considerațiuni asupra modificării anizotropiei în procesul de îmbătrânire al tablelor subțiri	359
Gh. Secară: Noi date privind desfășurarea așchierii și formarea așchiilor la rectificare	365
Al. Vajda, S. Velicu: Studiul factorilor care influențează precizia cinematică a lanțurilor de filetare	373
Gh. Boncoi: Calculul unghiului dintre razele vectoare și a toleranței acestora pentru obținerea unor accelerații perturbatoare mici provocate de erorile de execuție a profilului camei	381
Gh. Boangiu: Mărirea preciziei de prelucrare prin folosirea mașinilor-unelte autoreglabile	391
S. T. Chiriacescu: Influența dinamometrului asupra caracteristicilor de frecvență ale structurilor mașinilor-unelte așchietoare	399
I. Popescu, M. Stroe-Gurghi: Considerații asupra caracteristicilor dinamometrelor hidraulice cu autoreglarea avansului, destinate măsurării forțelor la găurirea aliajelor de aluminiu	407
C. Iliescu: Contribuții privind cercetarea teoretică a principalilor factori care determină mărimea presiunii necesare pentru stringerea combinată a semifabricatelor la ambutisare	415
M. Ivan, Gl. Rusan: Cercetări privind stabilirea ecuației spațiului parcurs de electrodul-sculă la prelucrarea electrolitică	423
Gh. Obaciu: Contribuții la studiul proiectării mașinilor de electro-eroziune	427

S U M M A R Y

MATHEMATICS

	Pag.
<i>C. Simionescu, Cl. Simionescu:</i> Compact space forms of G_3 integrable groups and invariant connexions	3
<i>Gh. Atanasiu:</i> About the extension of the notion from conforme movement	11
<i>K. Brantsch:</i> Properties of informational energy	17
<i>O. Sasu:</i> On the solution of a liniar and homogenous equations systems	23
<i>M. Hagi:</i> The method of straight lines in solving the equation: $u_t = u_{xx} + f(u)$	27
<i>N. Tița:</i> On bases of propres vectors with contractions operators	31

ELECTROTECHNICS AND ELECTRONICS

<i>E. Mîcu:</i> A method of determinatoin of the optimal voltage for variable frequency operated alternatng current motors	37
<i>A. Gogoiu:</i> A Method for Digital Calculus of the Electromagnetical Field in the Air Gap if linear Plane Induction Pumps	43
<i>W. Szabo:</i> Some considerations on the errors of the magnetic current comparators	53
<i>M. Țața:</i> The study of the channels used in M.H.D. A. C. — machines	61
<i>I. Țopa:</i> Particularities of operation of Krämer — cascade with semi-conductor elements in electric drives	71
<i>V. Pirvulescu, G. Cruțu:</i> Gas delivery meter with nuclear magnetic resonance	81
<i>G. Cruțu:</i> The synthesis of some circuits with threshold logic	85
<i>E. Marga:</i> The choice of electric shaft driving motors of the polygonal shaft grinding machine	91
<i>I. Matlac:</i> Contributions on the study of magnetic amplifier element	101
<i>Gh. Marga:</i> Electric shaft with direct current motors with excitation control	107
<i>D. Teodorescu, Gh. Toacșe:</i> Sample-date control system for temperature with amplifier servo-engine	117

THEORETICAL MECHANICS, STRENGTH OF MATERIALS, THEORY OF MECHANISMS AND MACHINE PARTS

<i>I. Coșereanu, I. Deutsch, V. Olariu:</i> On the mixed suspension roith hydro-pneumatic elements and progressive leaf type springs	127
<i>I. Coșereanu, I. Deutsch, St. Voiculescu:</i> Investigations with regards to some models of press	135

	<u>Pag.</u>
<i>T. Redlov, I. Curtu, A. Șerbu:</i> Concerning the iterative calculus of fixed-joint curved beam systems	143
<i>M. Tofan:</i> A direct method for own oscillation modes computing	151
<i>Șt. Voiculescu:</i> An analitical and photoelastical study on the resistance of some wrenches	157
<i>C. Rădulescu:</i> Matrix analysis of a quadrangle spatial mechanism	163

HEAT ENGINEERING AND HYDRAULICS

<i>A. Ionescu, M. Tofan:</i> The matrix representation of the heat transfer in internal combustion engines	175
<i>V. Hoffmann:</i> Contributions to the exergetical study of internal combustion engines.	183
<i>V. Benche, L. Benche:</i> Construction of functional characteristics of hydraulic servomechanisms based on electrohydrodynamical analogy . . .	189
<i>V. Șova:</i> The influence of the heat and mass exchange on the technological quality of bodies with plane surfaces, subjected to convective drying . .	195
<i>A. Ionescu:</i> Consideration to the momentary values of the heat transfer coefficient, the working medium-wall on internal combustion engines . . .	203

CONSTRUCTION OF MOTOR-CARS AND TRACTORS

<i>V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru:</i> Over stability of the tractors with semitrailer fitted with anti-fack-kenife mechanism	213
<i>N. Seitz:</i> The experimental study of the parameters which influences the stability of the tractor with trailers during braking	223
<i>T. Nagy:</i> Criteriums for estimation and comparation of the various piston combustion chamber shapes for Diesel direct-injection combustion chamber engines	229
<i>I. Drăghici, N. Veștemeanu:</i> The influence of the real cooling regime of the telescopic dampers and the results of their testing in laboratory conditions	239
<i>D. Abăitancei:</i> The flow coefficient of the admission valve for the M-207 engine	247
<i>Șt. Năstăsoiu:</i> The influence of the kinematics nonconcordance in the rolling system of the tractors with four driving wheels, upon traction and economy qualities	253
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M. Tofan:</i> A study of solutions for equation systems governing the movement of an automobile on a curve path	265
<i>E. Ionescu:</i> Driving and stability of the tractors with semitrailers for displacement on circle	269
<i>P. Alexandru:</i> Systematisation of kinematic calcules of steering mechanism at the road vehicules	281
<i>Gh. Deliu:</i> Automobile stability against sinusoidal steer inputs	293

THE TECHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

<i>P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei:</i> The influence of the heat treatment on the dimensional variations of the ball-bearing rings executed of Rul-1-steel	301
<i>E. Jakab:</i> Origin of the gross foundry sand: Mineral and technological properties	307
<i>P. Tudoran:</i> Studies regard the influence of aluminium about the mechanical properties of the 35 M16-steel	315

	<u>Pag.</u>
<i>Gh. I. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobetiu, V. Popovici:</i> Experiments for determination of the technological welding parameters of aluminium 99.5 at electrical resistance welding	325
<i>A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu, T. Neamtu:</i> Considerations with regard at the frame design of the Romanian hydraulic press of 150 Mp. . .	335
<i>A. Constantinescu, C. Samoilă, M. Tofan, V. Vulcu:</i> Theoretical considerations on the improvement of the slinger moulding process	343
<i>Al. Maniu:</i> The theoretical determination of the pressure and of the necessary force for the pressing of steel in liquid state	351
<i>I. Stănescu, S. Vasii, V. Şuteu:</i> Considerations with regard to the anisotropy modifications in the ageing process of thin sheets	359
<i>Gh. Secară:</i> New data with regard to the cutting process and the chip forming at grinding	365
<i>Al. Vajda, S. Velicu:</i> A study of kinematic accuracy of threading chains.	373
<i>Gh. Boncoi:</i> The calculation of the angle between vectorial radii and their tolerance for the obtaining of small perturbing acceleration induced by the execution errors of the cam profile	381
<i>Gh. Boangiu:</i> The increase of the process precision, using self-regulation machine-tools	391
<i>S. T. Chiriacescu:</i> Influence of strain gauge dynamometer on the frequency response plots of the machine-tools structures	399
<i>I. Popescu, M. Stroe-Gurgui:</i> Considerations on the characteristics of the hydraulics dynamometers with self-regulation, intended for the force measurement at drilling of aluminium alloys	407
<i>C. Iliescu:</i> Contributions to the theoretical research of the principal factors which determine the pressure necessary for the combined clamping of half-finished materials in deep drawing	415
<i>M. Ivan, Gl. Rusan:</i> Investigations with regard to the determination of the equation of the space travelled by the tool-electrode at electrolytical processing	423
<i>Gh. Obaciu:</i> Contributions to the study of the electro-erosion machine design	427

S O M M A I R E

MATHEMATIQUES

	Page.
<i>C. Simionescu, Cl. Simionescu:</i> Formes spatiales compactes des groupes G_3 intégrables et connexions invariantes	3
<i>Gh. Atanasiu:</i> Sur l'extension de la notion de mouvement conforme . . .	11
<i>K. Brantsch:</i> Quelques propriétés de l'énergie informationnelle	17
<i>O. Sasu:</i> Sur la solution d'un système d'équations différentielles à coefficients constants	23
<i>M. Hagiu:</i> La méthode des droites pour la résolution de l'équation: $u_t = u_{xx} + f(u)$	27
<i>N. Țița:</i> Sur les bases des vecteurs propres pour les opérateurs de contraction	31

ELECTROTECHNIQUE ET ELECTRONIQUE

<i>E. Micu:</i> Une méthode de détermination du voltage optimum nécessaire à l'alimentation des moteurs synchrones et asynchrones par fréquence variable	37
<i>A. Gogoiu:</i> Méthode de calcul numérique du champ électromagnétique dans l'entrefer des pompes linéaires planes d'induction	43
<i>W. Szabo:</i> Quelques considérations sur les erreurs du comparateur magnétique de courant	53
<i>M. Țața:</i> L'étude des canaux employés dans les machines M.H.D. à courant alternatif	61
<i>I. Țopa:</i> Les particularités de fonctionnement de la cascade Krämer à éléments semiconducteurs dans les commandes électriques	71
<i>V. Pirvulescu, G. Cruțu:</i> Débitmètre d'essence à résonance magnétique nucléaire	81
<i>G. Cruțu:</i> La synthèse des quelques circuits logiques de senil	85
<i>E. Marga:</i> Le choix de moteurs de l'arbre électrique de compensation nécessaires aux machines à rectifier des arbres polygonaux	91
<i>I. Matlac:</i> Contributions à l'étude de l'élément amplificateur magnétique .	101
<i>Gh. Marga:</i> Arbre électrique utilisant des moteurs à courant continu par la commande de l'excitation	107
<i>Gh. Toacșe:</i> Système asservi pour le réglage de la température, échantillonné avec servoamplificateur	117

MECANIQUE, RESISTANCE DES MATERIAUX, THEORIE DES MECANISMES ET ORGANES DES MACHINES

	<u>Page.</u>
I. Coşoreanu, I. Deutsch, V. Olariu: Sur la suspension mixte aux elements hydro-pneumatiques et des ressorts progressifs en lames	127
I. Coşoreanu, I. Deutsch, Şt. Voiculescu: Recherches sur quelques modeles d'un bati de presse	135
T. Redlov, I. Curtu, A. Serbu: Sur le calcul itératif des systèmes de pièces courbes à noeuds fixes	143
M. C. Tofan: Une méthode directe pour la détermination des modes propres des oscillations	151
Şt. Voiculescu: Etudes analitique et photoélastique sur la résistance des quelques clefs fixes	157
C. Rădulescu: Analyse matricielle du mécanisme quadrilatère spatial . .	163

THERMOTECNIQUE ET HYDRAULIQUE

A. Ionescu, M. Tofan: Représentation matricielle concernant la transmission de la chaleur dans les moteurs à combustion interne	175
V. Hoffmann: Contributions à l'étude énergetique des moteurs à combustion interne	183
V. Benche, L. Benche: Construction des caractéristiques fonctionnelles des servo-mécanismes hydrauliques basé sur modèles électriques équivalents	189
V. Şova: L'influence du transfert de chaleur et de masse sur la qualité technologique des corps ayant des surfaces planes en conditions de séchage convective	195
A. Ionescu: Considérations sur les valeurs momentanées du coefficients de transfert de chaleur, milieu de travail — paroi aux moteurs à combustion interne	203

CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES — TRACTEURS

V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru: Sur la stabilité des tracteur-automobiles a demi-remorques équipés avec des dispositifs anti-brisement	213
N. Seitz: L'étude experimental des parametres que influencent la stabilité des auto-train pendant le freinage	223
T. Nagy: Criteriums a apprecier et a comparer les différentes formes de chambres à combustion en piston pour les moteurs Diesel à injection directe	229
I. Drăghici, N. Veştemeanu: L'influence du régime réel, de refroidissement des amortisseurs télescopique sur les resultats des essais dans des conditions de laboratoire.	239
D. Abăitancei: Coefficient de débit de la soupape d'admission pour le moteur M-207	247
Şt. Năstăsioiu: L'influence de la inconcordance cinématique du système de roulement des tracteurs à quatre roues motrices sur les qualités de traction et d'économie	253
I. Deutsch, V. Olariu, M. Tofan: L'étude des solutions du système d'équations du mouvement d'un vehicule moteur en virage	265
E. Ionescu: La manoeuvrabilité et la stabilité des tracteur-automobiles à demi-remoques lors du déplacement sur le cercle	269
P. Alexandru: La systématisation du calcul cinématique des mécanismes de direction des véhicules automobiles routiers	281

	<u>Page.</u>
Gh. Deliu: Stabilité des automobiles aux perturbations sinusoïdales de direction	293

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei: L'influence du traitement thermique sur les variations dimensionnelles sur les bagues des roulements en acier Rul 1	301
E. Jakab: La provenance des sables brutes de fonderie: Les propriétés minéralogiques et technologiques	307
P. Tudoran: Recherches concernant l'influence d'aluminium sur les propriétés mécaniques d'acier 35M16	315
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobetu, V. Popovici: Essais sur la détermination des facteurs technologiques de soudage de l'aluminium 9J,5 à la soudure électrique par pression	325
A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu, T. Neamtu: Considerations concernant la construction du bati de la presse hydraulique Roumain de 150 Mp	335
A. Constantinescu, C. Samoila, M. Tofan, V. Vulcu: Considerations théoriques sur le perfectionnement des proceses de moulage par projection	343
Al. Maniu: La détermination théorique de la pression et de la puissance nécessaire à la pressage de l'acier en état liquide	351
I. Stănescu, S. Vasii, V. Suteu: L'influence du vieillissement des tôles minces sur leurs capacité d'amboutissage: Considerations sur la modification d'anisotropie dans le procès du vieillissement des tôles minces	359
Gh. Secară: Nouvelles donnée concernant, le déploiement de la coupe et la formation des copeaux a la rectification	365
Al. Vajda, S. Velicu: Etude sur la précision cinématique des chaines à fileter	373
Gh. Boncoi: Calcul de l'angle entre les rayons vecteurs et les tolérances des ces en vue d'obtenir certains accélérations perturbatrice de moindre importances provoquées par les erreurs d'exécution du profil de la came	381
Gh. Boangiu: L'angarentation de la précision d'usinage par l'emploi des machines-outils avec autoreglage	391
S. T. Chiriacescu: Influence du dynamomètre sur les reponse en frequence des structures des machines-outils	399
I. Popescu, M. Stroe-Gurgui: Considerations sur les caracteristiques des dynamomètres hydrauliques avec auto-réglage du avance, utilisées pour la mesurage des forces au perçage des alliages d'aluminium	407
C. Iliescu: Contributions concernant la recherche théorique des principaux facteurs déterminant la pression nécessaire pour le serrage combiné des semi-produits à l'emboutissage	415
M. Ivan, Gl. Rusan: Recherches concernant l'établissement de l'équation de l'espace parcouru per l'électrode outil à l'uzinage électrolytique	423
Gh. Obaciu: Contributions à l'étude d'établissement des projéts des machines-outils travaillant par électroerosion	427

INHALTVERZEICHNIS

MATHEMATIK

	Seite
<i>C. Simionescu, Cl. Simionescu:</i> Kompakte Raumformen der integrierbaren G_3 Gruppen und invariante affine Zusammenhänge	3
<i>Gh. Atanasiu:</i> Über die Erweiterung des Begriffes der konformen Bewegung	11
<i>K. Brantsch:</i> Eigenschaften der Informationsenergie	17
<i>O. Sasu:</i> Über die Lösung eines Systems mit konstanten Koeffizienten	23
<i>M. Hagi:</i> Die Geradenlösungsmethode der Gleichung: $u_t = u_{xx} + f(u)$	27
<i>N. Tița:</i> Über Eigenvektorbasen für Kontraktionen	31

ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK

<i>E. Micu:</i> Eine Methode für die Bestimmung der optimalen Speisespannung der frequenzgesteuerten Asynchron- und Synchronmotoren	37
<i>A. Gogoiu:</i> Numerische Berechnungsmethode des elektromagnetischen Feldes im Luftspalt der linearen flachen Induktionspumpen	43
<i>W. Szabo:</i> Einige Betrachtungen über die Fehler des magnetischen Stromkomparators	53
<i>M. Țața:</i> Studium der in den Drehstrom-M.H.D.-Maschinen benützten Kanäle	61
<i>I. Țopa:</i> Besonderheiten der Arbeitsweise der Krämer-Kaskade mit Halbleiterelementen beim elektrischen Antrieb	71
<i>V. Pirvulescu, G. Cruțu:</i> Benzindurchflussmesser mit magnetischer Kernresonanz	81
<i>G. Cruțu:</i> Die Synthese von Stromkreisen mit Schwellenlogik	85
<i>E. Marga:</i> Die Wahl der Antriebsmotoren mittels elektrischer Welle der Schleifmaschine für polygonale Wellen	91
<i>I. Matlac:</i> Beiträge zur Untersuchung des magnetischen Transduktors	101
<i>Gh. Marga:</i> Elektrische Welle mit Gleichstrommotoren und Erregungssteuerung	107
<i>D. Teodorescu, Gh. Toacșe:</i> Impulssystem mit Verstärkedservomotor für Temperaturregelung	117

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBELEHRE UND MASCHINENELEMENTE

<i>I. Coșereanu, I. Deutsch, V. Olariu:</i> Über die gemischte Federung mit hydropneumatischen Elementen und progressiven Blattfedern	127
<i>I. Coșereanu, I. Deutsch, Șt. Voiculescu:</i> Untersuchungen einiger Pressengestellmodelle	135

	Seite
<i>T. Redlow, I. Curtu, A. Șerbu:</i> Über die Iterationsberechnung von krummen Stabsystemen mit unverschiebbaren Knoten	143
<i>M. C. Tofan:</i> Eine direkte Methode zur Bestimmung der Eigenarten der Schwingungen	151
<i>Șt. Voiculescu:</i> Analytische und fotoelastische Untersuchungen des Spannungszustandes von Schraubenschlüsseln	157
<i>C. Rădulescu:</i> Die Matrizenanalyse des räumlichen viereckmechanismus	163

WÄRMETECHNIK UND HYDRAULIK

<i>A. Ionescu, M. Tofan:</i> Die matrizielle Darstellung des Wärmeüberganges in Verbrennungsmotoren	175
<i>V. Hoffmann:</i> Beiträge zur exergetischen Untersuchung der Verbrennungsmotoren	183
<i>V. Benche, L. Benche:</i> Die Betriebseigenarten der hydraulischen Servovorrichtungen mit Schieberverteilterventilen	189
<i>V. Șova:</i> Der Einfluss des Wärme- und Massenaustausches auf die technologische Qualität der einer konvektiven Trocknung ausgesetzten Körper mit ebenen Flächen	195
<i>A. Ionescu:</i> Betrachtungen über den Wärmeübergangskoeffizienten Gas-Zylinderwand bei Verbrennungsmotoren	203

KRAFTWAGEN- UND TRAKTORENBAU

<i>V. Cimpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru:</i> Die Fahrstabilität der mit knickverhindernder Vorrichtung ausgerüsteten Sattelzüge	213
<i>N. Seitz:</i> Experimentelle Untersuchung in Bezug auf Parameter die Einfluss auf die Bremsfahrstabilität von Lastzügen haben	223
<i>T. Nagy:</i> Beurteilungs- und Vergleichskriterien der verschiedenen Formen von Kolbenbrennkammern für Direkteinspritz- Dieselmotoren	229
<i>I. Drăghici, N. Veștemeanu:</i> Der Einfluss der reellen Kühlung der Teleskop-Stossdämpfer auf die Ergebnisse der Labor-Versuchsmessungen	239
<i>D. Abăitancei:</i> Der Durchflusskoeffizient des Einlassventils für den Motor M-207	247
<i>Șt. Năstăsioiu:</i> Der Einfluss der kinematischen Unstimmigkeit im Fahrwerk der Allrad-Antriebs-Schlepper auf die Zug- und Wirtschaftlichkeitseigenschaften	253
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M. Tofan:</i> Studium der Lösungen des Bewegungsgleichungssystems eines Kraftfahrzeuges in der Kurve	265
<i>E. Ionescu:</i> Die Lenkfähigkeit und Fahrstabilität der Sattelzüge während der Kreisfahrt	269
<i>P. Alexandru:</i> Systematisierung der kinematischen Berechnung der Lenkmechanismen der Strassenkraftfahrzeuge	281
<i>Gh. Deliu:</i> Die Stabilität des Kraftwagens bei sinusoidalen Lenkungsstörungen	293

TECHNOLOGIE DES MASCHINENBAUES

<i>P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei:</i> Der Einfluss der Wärmebehandlung auf die dimensional Veränderungen der Kugellagerringe aus Rul 1-Stahl	301
<i>E. Jakab:</i> Die Herkunft der natürlichen Sande für die Giesserei: mineralogische und technologische Eigenschaften	307
<i>P. Tudoran:</i> Studien über den Einfluss von Aluminium auf die mechanischen Eigenschaften des Stahles 35 M16	315

	<u>Seite</u>
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobetiu, V. Popovici: Versuche zur Bestimmung der Schweißparameter bei Widerstandsschweißung des 99,5 — Aluminiums	325
A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu, T. Neamtu: Betrachtungen über den Bau des Gestelles der rumänischen hydraulischen Presse von 150 Mp . .	335
A. Constantinescu, C. Samoilă, M. Tofan, V. Vulcu: Theoretische Erwägungen die Vervollkommnung des Schleuderformvorganges betreffend	343
Al. Maniu: Die theoretische Bestimmung des Druckes und der notwendigen Kraft für das Pressen des in flüssigem Zustand befindlichen Stahles	351
I. Stănescu, S. Vasii, V. Şuteu: Der Einfluss des Alterns auf die Tiefziehfähigkeit dünner Bleche: Bemerkungen über Anisotropieveränderungen während der Alterungsvorgänge bei dünnen Blechen	359
Gh. Secară: Neue Angaben über den Verlauf der Zerspanung und die Bildung der Späne beim Schleifen	365
Al. Vajda, S. Velicu: Studium der kinematischen Genauigkeit bei Gewin- deschneidzügen	373
Gh. Boncoi: Die Berechnung des Winkels zwischen den Vektorradialen und ihre Toleranz für kleine Störungsbeschleunigungen die durch Fertigungsfehler des Nackenprofils verursacht werden	381
Gh. Boangiu: Die Verbesserung der Bearbeitungsgenauigkeit durch Verwendung von Werkzeugmaschinen mit Selbstregelung	391
S. T. Chiriacescu: Der Einfluss des Kraftmessers auf die Frequenzcharakteristiken der Struktur der Werkzeugmaschinen	399
I. Popescu, M. Stroe-Gurgui: Betrachtungen über die Kennzeichen der hydraulischen Dynamometer mit Selbsteinstellung des Vorschubes, geeignet für Messungen der Kräfte, die beim Durchbohren der Aluminiumlegierungen auftreten	407
C. Iliescu: Beiträge zur theoretischen Untersuchung der Hauptfaktoren welche die Grösse des notwendigen Druckes für das kombinierte Spannen der Halbfabrikate beim Ziehen bestimmen	415
M. Ivan, Gl. Rusan: Untersuchungen zur Aufstellung der Gleichung des Weges, welchen das Elektrodenwerkzeug bei der elektrolytischen Bearbeitung beschreibt	423
Gh. Obaciu: Beiträge zum Studium des Entwerfens von Maschinen für die elektro-erosive Metallbearbeitung	427



СОДЕРЖАНИЕ

МАТЕМАТИКА

	Стр
<i>К. Симионеску, Кл. Симионеску</i> : Пространственные компактные формы интегрируемых групп G_3 и инвариантные связности	3
<i>Г. Атанасиу</i> : Относительно распространения понятия конформного движения	11
<i>К. Бранч</i> : Свойства информационной энергии	17
<i>О. Сасу</i> : Относительно решения системы дифференциальных линейных и однородных уравнений с постоянными коэффициентами	23
<i>М. Хаджиу</i> : Метод прямых при решении уравнения $u_t = u_{xx} + f(u)$	27
<i>Н. Тица</i> : О базисах из собственных векторов для контракционных операторов	31

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРОНИКА

<i>Е. Мику</i> : Метод определения оптимального напряжения питания частотно управляемых двигателей переменного тока	37
<i>А. Годжиоу</i> : Метод численного искисления электромагнитного поля в воздушном зазоре плоских линейных индукционных насосов	43
<i>В. Сабо</i> : Некоторые соображения относительно погрешностей магнитного компаратора тока	53
<i>М. Цаца</i> : Изучение каналов употребляемых в машинах переменного тока М.Г.Д.	61
<i>И. Цопа</i> : Особенности действия каскада Кремера с полупроводниковыми элементами в электроприводах	71
<i>В. Пырвулеску, Г. Круцу</i> : Бензиновый дебитомер с магнитным ядерным резонансом	81
<i>Г. Круцу</i> : Синтез некоторых цепей с пороговой логикой	85
<i>Е. Марга</i> : Выбор двигателей с электрическим приводом к шлифовальному станку для шлифования многоугольных валов	91
<i>И. Матлак</i> : Вклад в изучение магнитного усилительного элемента.	101
<i>Г. Марга</i> : Электрический вал с двигателями постоянного тока с возбудительным управлением	107
<i>Г. Тоакше, Д. Теодореску</i> : Система дилительная с серводвигательным усилителем для регулирования температуры	117

МЕХАНИКА, СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ, ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

<i>И. Кошеряну, И. Дойч, В. Олариу</i> : Относительно смешанной подвески с прогрессивными пружинами в листах и гидropневматическими элементами	127
<i>И. Кошеряну, И. Дойч, С. Войкулеску</i> : Исследования относительно моделей прессовой станины	135

	Стр.
<i>Т. Редлов, И. Курту, А. Шербу</i> : Относительно итеративного исчисления систем стержней кривыми осями с неподвижными узлами	143
<i>М. Тофан</i> : Прямой метод определения собственных форм колебания	151
<i>С. Войкулеску</i> : Аналитическое и фотоэластичное изучение сопротивления неподвижных ключей	157
<i>К. Рыдулеску</i> : Матричный анализ механизма пространственного чиртерёхугольника RCCC	163

ТЕПЛОТЕХНИКА И ГИДРАВЛИКА

<i>А. Ионеску, М. Тофан</i> : Матричное представление теплоперехода у двигателей внутреннего сгорания	175
<i>В. Хоффманн</i> : Вклад в эксергетическое изучение двигателей внутреннего сгорания	183
<i>В. Бенке, Л. Бенке</i> : Строение статических характеристик открытой системы с гидравлическим сервомеханизмом с распределительным заложником по электрогидравлической аналогии	189
<i>В. Шова</i> : Влияние теплообмена и массообмена, на технологическое качество тел с плоскими поверхностями подвергнутыми конвективной сушке	195
<i>А. Ионеску</i> : Соображения относительно мгновенных значений коэффициента теплоперехода от стены к среде действия у двигателей внутреннего сгорания	203

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

<i>В. Кымпяну, Е. Ионеску, Н. Зайц, М. Унтару</i> : Об устойчивости движения автопоездов с полуприцепом оснащённых дисциплинирующим устройством	213
<i>Н. Зайц</i> : Экспериментальное исследование параметров которые влияют на устойчивость автопоездов при торможении	223
<i>Т. Нагь</i> : Критерии оценки и сравнения разных форм поршневых камер сгорания для дизельных двигателей с непосредственным впрыском	229
<i>И. Дрэгич, Н. Вештемяну</i> : Влияние реального режима охлаждения телескопических амортизаторов, на результаты их испытания в лабораторных условиях	239
<i>А. Абэитэнчей</i> : Коэффициент подачи впускного клапана для двигателя M — 207.	247
<i>С. Нэстэсою</i> : Влияние кинематического несоответствия в ходовой системе тракторов с четырьмя ведущими колёсами на их тяговые и экономические качества	253
<i>И. Дойч, В. Олару, М. Тофан</i> : Изучение решений системы уравнений движения автомобиля на повороте.	265
<i>Е. Ионеску</i> : Управляемость и устойчивость автопоездов с полуприцепом при движения по окружности	269
<i>П. Александру</i> : Систематизация кинематического исчисления рулевых механизмов колёсных автомобилей	281
<i>Г. Делиу</i> : Устойчивость автомобилей к синусоидальным пертурбациям управления	293

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

<i>П. Тудоран, В. Фитерэу, Е. Апетрей</i> : Влияние термообработки на изменение размеров подшипниковых колец из стали Rul-1	301
<i>Е. Якаб</i> : Источник сырых литейных песков: минералогические и технологические свойства	307

	<u>Стр.</u>
<i>И. Туборан</i> : Исследования в связи с влиянием алюминия на механические свойства стали 35M16	315
<i>Г. Ионеску, Д. Костеску, Л. Скоробецу, В. Попович</i> : Испытания для определения технологических параметров сварки алюминия 99.5 при электрической сварке давлением	325
<i>А. Маниу, Г. Мемет, И. Чиобану, Т. Нямцу</i> : Соображения относительно конструкции станины гидравлического румынского прессы в 150 Мр	335
<i>А. КонстантINESКУ, К. Самоилэ, М. Тофан, В. Вулку</i> : Теоретические замечания относительно усовершенствования процесса формовки метанием . .	343
<i>А. Маниу</i> : Теоретическое определение давления и силы необходимой для прессования стали в жидком состоянии	351
<i>И. Стэнеску, С. Васий, В. Шутеу</i> : Влияние старения на способность вытяжки тонких листов. Соображения относительно изменения анизотропности в процессе старения тонких листов	359
<i>Г. Секарэ</i> : Новые данные относительно развития резания и образования стружек при шлифовании	365
<i>А. Вайда, С. Велику</i> : Изучение факторов влияющих на кинематическую точность резбонарезных цепей	373
<i>Г. Бонкой</i> : Исчисление угла между векторными радиусами и их допуска для получения малых нарушающих ускорений вызванных погрешностями исполнения профиля кулачка	381
<i>Г. Боанджиу</i> : Повышение точности обработки применением саморегулирующихся станков	391
<i>С. Т. Кириаческу</i> : Влияние динамометра на частотные характеристики строений режущих станков	399
<i>И. Попеску, М. Строе-Гургуй</i> : О характеристиках гидравлических динамометров с саморегулированием опережения, предназначенных для измерения силы при сверлении алюминиевых сплавов	407
<i>К. Илиеску</i> : Вклад в теоретическое исследование основных факторов, определяющих давление необходимое для комбинированного сжатия заготовок при вытяжке	415
<i>М. Иван, Г. Русан</i> : Исследования относительно определения управления пространства пройденного электродом — инструментом при электролитической обработке	423
<i>Г. Обачиу</i> : Вклад в изучение проектирования машин для электроэрозий . .	427

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

Matematici

*



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XIII — 1971

Mathematics

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XIII — 1971

Mathematiques

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

Mathematik

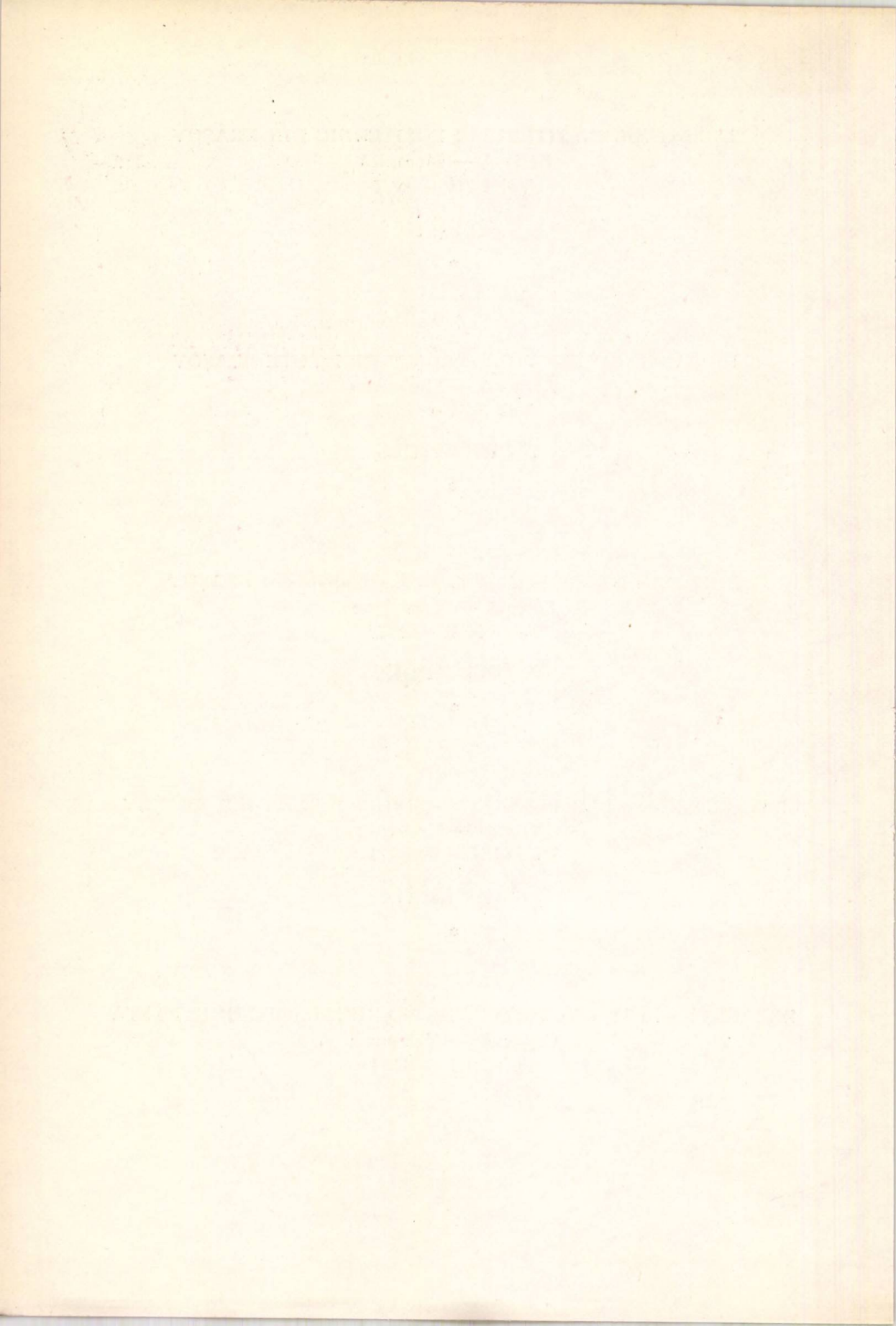
*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

Математика





FORME SPAȚIALE COMPACTE ALE GRUPURILOR G_3 INTEGRABILE ȘI CONEXIUNI INVARIANTE

C. SIMIONESCU și CL. SIMIONESCU

În această notă utilizînd un rezultat pe care-l datorăm lui G. Tallini, regăsim în cazul grupurilor G_3 integrabile condiția ca grupul să fie unimodular drept condiție necesară ca acesta să admită subgrupuri discrete complete.

Dans cette note on démontre que pour les groupes G_3 intégrables la condition

de unimodularité, comme condition nécessaire pour que le groupe ait des sousgroupes discrètes complètes, peut être trouvée aussi en utilisant un résultat de G. Tallini. On obtient également des connexions affines invariantes compatibles aux formes spatiales compactes des groupes G_3 intégrables trouvés par G. Vrănceanu.

Recent [1] acad. Gh. Vrănceanu a dat o clasificare a grupurilor G_3 integrabile pornind de la ecuațiile de structură ale lui E. Cartan,

$$(1) \quad \Delta s^h = c_{kl}^h [ds^k ds^l] \quad (k < l; h, k, l = 1, 2, 3)$$

și a arătat că ecuațiile (1) pot fi reduse la următoarele forme canonice :

$$(2) \quad \Delta s^1 = 0, \Delta s^2 = [ds^1 ds^2], \Delta s^3 = \lambda [ds^1 ds^3]$$

$$(3) \quad \Delta s^1 = 0, \Delta s^2 = [ds^1 ds^2], \Delta s^3 = [ds^1 ds^2] + [ds^1 ds^3]$$

$$(4) \quad \Delta s^1 = 0, \Delta s^2 = 0, \Delta s^3 = [ds^1 ds^2]$$

$$(5) \quad \Delta s^1 = 0, \Delta s^2 = [ds^1 ds^3] + \alpha [ds^1 ds^2], \Delta s^3 = -[ds^1 ds^2] + \alpha [ds^1 ds^3]$$

unde λ și α sînt constante.

Pe de altă parte, punînd problema de a vedea care din grupurile citate admit subgrupuri discrete complete (forme spațiale compacte), a arătat că pentru grupurile (2) — (5) condiția lui Siegel [2], [3] de unimodularitate ¹⁾ este suficientă.

În cele ce urmează se arată că pentru grupurile G_3 integrabile condiția de unimodularitate a grupului drept, condiție necesară ca grupul să admită forme spațiale compacte, poate fi regăsită utilizînd un rezultat stabilit de G. Tallini în [4], [5]. De asemenea se obțin conexiuni afine

¹⁾ Un grup G_r se zice unimodular dacă are vectorul de structură nul.

invariante compatibile formelor spațiale compacte găsite de acad. Gh. Vrăncianu în [1] ²⁾.

Indicînd cu Γ_{jk}^i ($i, j, k = 1, 2, 3$) componentele conexiunii invariante, trebuie să avem :

$$(6) \quad \frac{\partial^1 \xi_h^i}{\partial x^j \partial x^k} = \frac{\partial \Gamma_{ik}^j}{\partial x^s} \xi_h^s + \frac{\partial \xi_h^s}{\partial x^k} \Gamma_{js}^i + \frac{\partial \xi_h^s}{\partial x^j} \Gamma_{sk}^i - \Gamma_{jk}^s \frac{\partial \xi_h^i}{\partial x^s}$$

unde ξ_h^i sînt componentele vectorilor tangenți stîng invarianți ai grupului G_3 , în raport cu baza naturală $\frac{\partial}{\partial x^1}, \frac{\partial}{\partial x^2}, \frac{\partial}{\partial x^3}$.

În cazul ecuațiilor (2) putem lua

$$ds^1 = dx^1, \quad ds^2 = e^{-x^1} dx^2, \quad ds^3 = e^{-\lambda x^1} dx^3$$

ceea ce ne spune că grupul G_3 definit de structura (2) poate fi pus sub forma

$$(2') \quad x'^1 = x^1 - a^1, \quad x'^2 = e^{-a^1} x^2 + a^2, \quad x'^3 = e^{-\lambda a^1} x^3 + a^3$$

Deci avem :

$$\begin{aligned} \xi_1^1 &= -1, \quad \xi_1^2 = -x^2, \quad \xi_1^3 = -\lambda x^3 \\ \xi_2^2 &= 1, \quad \xi_2^3 = 1, \quad \xi_h^i = 0 \quad i \neq h, \quad h \neq 1 \end{aligned}$$

și deci putem pune ecuațiile (6) sub forma :

$$(6') \quad \frac{\partial \Gamma_{jk}^i}{\partial x^s} \xi_h^s + \frac{\partial \xi_h^s}{\partial x^k} \Gamma_{js}^i + \frac{\partial \xi_h^s}{\partial x^j} \Gamma_{sk}^i - \Gamma_{jk}^s \frac{\partial \xi_h^i}{\partial x^s} = 0$$

Luînd în (6') pentru indicii i, h următoarele perechi de valori (1, 2); (2, 2); (3, 2); (1, 3); (2, 3); (3, 3), deducem că funcțiunile Γ_{jk}^i depînd numai de variabila x^1 și (6') devine

$$(6'') \quad -\frac{d\Gamma_{jk}^i}{dx^1} + \frac{\partial \xi_1^s}{\partial x^k} \Gamma_{js}^i + \frac{\partial \xi_1^s}{\partial x^j} \Gamma_{sk}^i - \Gamma_{jk}^s \frac{\partial \xi_1^i}{\partial x^s} = 0$$

Ecuațiile (6'') ne dau pentru $i = j = k = 1$.

$$\frac{d\Gamma_{11}^1}{dx^1} = 0$$

deci

$$(7) \quad \Gamma_{11}^1 = a_{11}^1$$

unde a_{11}^1 este o constantă arbitrară.

²⁾ O determinare a conexiunilor invariante definite pe un spațiu V_3 cu grup G_3 a fost făcută de către M. Stoka în [6] pornind de la clasificarea dată acestor spații de L. Bianchi [7]. Vezi de asemenea [8].

Dacă luăm în (6'') $i = 1$ avem respectiv pentru perechile $j = 1$, $k = 2$; $j = 2$, $k = 3$; $j = 1$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 1$; $j = k = 2$; $j = 2$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 2$; $j = k = 3$:

$$(8) \quad \begin{aligned} \Gamma_{12}^1 &= a_{12}^1 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{21}^1 = a_{21}^1 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{13}^1 = a_{13}^1 e^{-\lambda x^1} \\ \Gamma_{31}^1 &= a_{31}^1 e^{-\lambda x^1}, \quad \Gamma_{23}^1 = a_{23}^1 e^{-\lambda x^1}, \quad \Gamma_{32}^1 = a_{32}^1 e^{-(1+\lambda)x^1} \\ \Gamma_{22}^1 &= a_{22}^1 e^{-(1+\lambda)x^1}, \quad \Gamma_{33}^1 = a_{33}^1 e^{-\lambda x^1} \end{aligned}$$

Pentru $i = 2$ luând în (6'') $j = k = 1$; $j = 1$, $k = 2$; $j = 2$, $k = 1$; $j = 1$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 1$; $j = k = 2$; $j = 2$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 2$; $j = k = 3$ deducem că avem:

$$(9) \quad \begin{aligned} \Gamma_{11}^2 &= a_{11}^2 e^{x^1}, \quad \Gamma_{12}^2 = a_{12}^2, \quad \Gamma_{21}^2 = a_{21}^2 \\ \Gamma_{13}^2 &= a_{13}^2 e^{(1-\lambda)x^1}, \quad \Gamma_{31}^2 = a_{31}^2 e^{(1-\lambda)x^1}, \quad \Gamma_{22}^2 = a_{22}^2 e^{-x^1} \\ \Gamma_{23}^2 &= a_{23}^2 e^{-\lambda x^1}, \quad \Gamma_{32}^2 = a_{32}^2 e^{-\lambda x^1}, \quad \Gamma_{33}^2 = a_{33}^2 e^{(1-\lambda)x^1} \end{aligned}$$

De asemenea pentru $i = 3$ și $j = k = 1$; $j = 1$, $k = 2$; $j = 2$, $k = 1$; $j = 1$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 1$; $j = k = 2$; $j = 2$, $k = 3$; $j = 3$, $k = 2$; $j = k = 3$ obținem:

$$(10) \quad \begin{aligned} \Gamma_{11}^3 &= a_{11}^3 e^{\lambda x^1}, \quad \Gamma_{12}^3 = a_{12}^3 e^{(\lambda-1)x^1}, \quad \Gamma_{21}^3 = a_{21}^3 e^{(\lambda-1)x^1} \\ \Gamma_{13}^3 &= a_{13}^3, \quad \Gamma_{31}^3 = a_{31}^3, \quad \Gamma_{22}^3 = a_{22}^3 e^{(\lambda-2)x^1} \\ \Gamma_{23}^3 &= a_{23}^3 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{32}^3 = a_{32}^3 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{33}^3 = a_{33}^3 e^{-\lambda x^1} \end{aligned}$$

Avem deci următorul rezultat:

Conexiunea afină Γ_{jk}^i dată de formulele (7), (8), (9), (10) este un invariant al grupului (2) și depinde de 27 constante arbitrare.

De asemenea grupul (2) invariază metrica:

$$(11) \quad ds^2 = (dx^1)^2 + e^{-2x^1} (dx^2)^2 + e^{-\lambda x^1} (dx^3)^2$$

ceea ce ne spune că în particular conexiunea Levi-Civita $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ asociată acestei metrici este un invariant al problemei. Aceasta poate fi obținută dacă luăm în formulele (7) — (10),

$$a_{22}^1 = -1, \quad a_{33}^1 = \lambda, \quad a_{12}^2 = a_{21}^2 = 1, \quad a_{13}^2 = a_{31}^2 = \lambda$$

restul constantelor a_{jk}^i nule, ceea ce ne spune că drept componentele nenule ale conexiunii $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ avem:

$$(11') \quad \bar{\Gamma}_{22}^1 = -e^{-2x^1}, \quad \bar{\Gamma}_{33}^1 = -\lambda e^{-\lambda x^1}, \quad \bar{\Gamma}_{11}^2 = 1, \quad \bar{\Gamma}_{13}^2 = \lambda$$

Admițând că grupul G_3 (2) cuprinde un subgrup discret complet D_3 astfel ca G_3/D_3 să fie a varietate diferențiabilă, câmpurile de vectori tangenți stâng invariante ai grupului G_3 (2) induc pe forma spațială G_3/D_3 o paralelizare completă. Ca urmare putem înzestra varietatea G_3/D_3 cu metrica (11) și de asemenea cu cele ∞^{27} conexiuni invariante date de formulele (7) — (10).

Deoarece varietatea G_3/D_3 este compactă rezultă că oricare ar fi constantele a_{jk}^i trebuie să avem

$$(12) \quad R - \bar{R} - T = 0$$

unde $R - \bar{R} - T$ este invariantul lui Tallini [4], [6] asociat conexiunilor Γ_{jk}^i , $\bar{\Gamma}_{jk}^i$

Semnificația termenilor care apar în formula (12) este următoarea :

$$R = g^{ij} P_{ij}, \quad \bar{R} = g^{ij} \bar{P}_{ij}, \quad T = g^{ij} (T_i T_{ij}^1 - T_{ij})$$

$$P_{ij} = \frac{1}{2} (\Gamma_{ij} + \Gamma_{ji}), \quad \Gamma_{ij} = \Gamma_{ij}^1, \quad T_i = T_{ii}^1$$

$$T_{ij} = T_{kj}^1 T_{i1}^k, \quad T_{jk}^i = \Gamma_{jk}^i - \bar{\Gamma}_{jk}^i$$

unde prin g^{ij} înțelegem reciprocii tensorului fundamental al metricei (11), iar prin Γ_{jk}^i tensorul de curbura al conexiunii Γ_{jk}^i .

Ca urmare, oricare ar fi constantele a_{jk}^i , trebuie să avem :

$$(1 + \lambda) [a_{22}^1 + a_{33}^1 - a_{12}^2 - a_{13}^2 + 2(1 + \lambda)] = 0$$

deci să avem

$$1 + \lambda = 0$$

Am obținut astfel teorema :

Condiția necesară pentru ca grupul integrabil G_3 (2) să admită forme spațiale compacte este ca grupul să fie unimodular.

Conexiunile afine invariante ale grupului G_2 (2) compatibile cu formele spațiale compacte ale acestuia sînt date de formulele (7) — (10) unde luăm $\lambda = -1$ și depind efectiv de 27 constante arbitrare.

În cazul grupului dat de către ecuațiile de structură (3) putem lua drept 1 — forme sîng invariante formele Pfaff.

$$(13) \quad ds^1 = dx^1, \quad ds^2 = e^{-x^1} dx^2, \quad ds^3 = e^{-x^1} (-x^1 dx^2 + dx^3)$$

asa că grupul G_3 (3) este dat de formulele :

$$(14) \quad x'^1 = x^1 - a^1, \quad x'^2 = e^{-a^1} x^2 + a^2, \quad x'^3 = e^{-a^1} (-a^1 x^2 + x^3) + a^3$$

cu a^1, a^2, a^3 constante arbitrare.

Deoarece transformările infinitezimale ale grupului (14) sînt :

$$x'^1 = x^1 - a^1, \quad x'^2 = x^2 - a^1 x^2 + a^2, \quad x'^3 = x^3 - (x^2 + x^3) a^1 + a^2$$

sistemul (6) indică drept conexiuni afine invariante funcțiile :

$$(15) \quad \begin{aligned} \Gamma_{11}^1 &= a_{11}^1, \quad \Gamma_{12}^1 = (a_{12}^1 - a_{13}^1 x^1) e^{-x^1}, \quad \Gamma_{21}^1 = (a_{21}^1 - a_{31}^1 x^1) e^{-x^1} \\ \Gamma_{13}^1 &= a_{13}^1 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{21}^1 = a_{21}^1 e^{-x^1}, \quad \Gamma_{22}^1 = [a_{33}^1 (x^1)^2 - (a_{23}^1 + a_{22}^1) x^1 + a_{23}^1] e^{-2x^1} \\ \Gamma_{23}^1 &= (a_{23}^1 - a_{33}^1 x^1) e^{-2x^1}, \quad \Gamma_{32}^1 = (a_{32}^1 - a_{33}^1 x^1) e^{-2x^1}, \quad \Gamma_{33}^1 = a_{33}^1 e^{-2x^1} \\ \Gamma_{11}^2 &= a_{11}^2 e^{x^1}, \quad \Gamma_{12}^2 = a_{12}^2 - a_{13}^2 x^1, \quad \Gamma_{21}^2 = a_{21}^2 - a_{31}^2 x^1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Gamma_{23}^2 &= (a_{23}^2 - a_{33}^2 x^1) e^{-x^1}, \quad \Gamma_{32}^2 = (a_{32}^2 - a_{23}^2 x^1) e^{-x^1}, \quad \Gamma_{33}^2 = a_{33}^2 e^{-x^1} \\
\Gamma_{13}^2 &= a_{13}^2, \quad \Gamma_{31}^2 = a_{31}^2, \quad \Gamma_{22}^2 = [a_{33}^2 (x^1)^2 + (a_{23}^2 + a_{22}^2) x^1 + a_{22}^2] e^{-x^1} \\
\Gamma_{11}^3 &= (a_{11}^3 x^1 + a_{11}^3) e^{x^1}, \quad \Gamma_{12}^3 = a_{12}^3 + (a_{12}^3 - a_{13}^3) x^1 - a_{13}^3 (x^1)^2 \\
\Gamma_{21}^3 &= a_{21}^3 + (a_{21}^3 - a_{31}^3) x^1 - a_{31}^3 (x^1)^2, \quad \Gamma_{13}^3 = a_{13}^3 x^1 + a_{13}^3 \\
\Gamma_{31}^3 &= a_{31}^3 x^1 + a_{31}^3, \quad \Gamma_{22}^3 = [a_{33}^3 (x^1)^3 + (a_{33}^3 - a_{23}^3 - a_{22}^3) (x^1)^2 + (a_{23}^3 - a_{22}^3 - \\
&\quad - a_{32}^3) x^1 + a_{22}^3] e^{-x^1} \\
\Gamma_{23}^3 &= [a_{23}^3 + (a_{23}^3 - a_{33}^3) x^1 - a_{33}^3 (x^1)^2] e^{-x^1} \\
\Gamma_{32}^3 &= [a_{32}^3 + (a_{32}^3 - a_{23}^3) x^1 - a_{23}^3 (x^1)^2] e^{-x^1} \\
\Gamma_{33}^3 &= (a_{33}^3 + a_{33}^3 x^1) e^{-x^1}
\end{aligned}$$

unde a_{jk}^i sînt 27 constante arbitrare.

De asemenea grupul G_3 (3) invariază metrica :

$$(16) \quad ds^2 = (dx^1)^2 + e^{-2x^1} [(1 + (x^1)^2)(dx^2)^2 - 2x^1 dx^2 dx^3 + (dx^3)^2]$$

deci invariază conexiunea Levi-Civita $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ asociată acestei metrice, conexiune care poate fi obținută dacă luăm în (15) :

$$\begin{aligned}
a_{12}^1 &= a_{21}^1 = a_{13}^1 = a_{31}^1 = -a_{33}^1 = -a_{22}^1 = 1 \\
a_{13}^2 &= a_{31}^2 = a_{12}^2 = a_{21}^2 = -a_{23}^2 = -a_{32}^2 = \frac{1}{2}
\end{aligned}$$

și restul constantelor a_{jk}^i nule. Deci componentele nenule ale conexiunii $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ sînt :

$$\bar{\Gamma}_{22}^1 = -(1 - x^1 + (x^1)^2) e^{-2x^1}, \quad \bar{\Gamma}_{23}^1 = -\frac{1}{2} (1 - 2x^1) e^{-2x^1}, \quad \bar{\Gamma}_{33}^1 = -e^{-2x^1}$$

$$\bar{\Gamma}_{12}^2 = \frac{1}{2} (2 - x^1), \quad \bar{\Gamma}_{13}^2 = \frac{1}{2}, \quad \bar{\Gamma}_{12}^3 = \frac{1}{2} (1 - (x^1)^2), \quad \bar{\Gamma}_{13}^3 = \frac{1}{2} (2 + x^1)$$

Raționînd ca în cazul grupului G_3 (2), rezultă că pentru perechea de conexiuni $\Gamma_{jk}^i \equiv 0$ $i, j, k = 1, 2, 3$, Γ_{jk}^i avem drept invariant al lui Tallini, numărul :

$$-\bar{R} + T = 8$$

fapt care ne spune că :

grupul G_3 (3) nu posedă subgrupuri discrete complete.

Structura (4) ne spune că sîntem în prezența grupului nilpotent de rang zero :

$$(4') \quad x'^1 = x^1 - a^1, \quad x'^2 = x^2 + a^2, \quad x'^3 = a^1 x^2 + x^3 + a^3$$

Grupul (4'), (G_3 (4)), invariază conexiunea :

$$\begin{aligned}
(17) \quad & \Gamma_{11}^1 = a_{11}^1, \Gamma_{12}^1 = -a_{13}^1 x^1 + a_{12}^1, \Gamma_{21}^1 = -a_{31}^1 x^1 + a_{21}^1 \\
& \Gamma_{13}^1 = a_{13}^1, \Gamma_{31}^1 = a_{31}^1, \Gamma_{22}^1 = a_{33}^1 (x^1)^2 + (a_{23}^1 + a_{32}^1) x^1 + a_{22}^1 \\
& \Gamma_{23}^1 = -a_{33}^1 x^1 + a_{23}^1, \Gamma_{32}^1 = -a_{33}^1 x^1 + a_{32}^1, \Gamma_{33}^1 = a_{33}^1 \\
& \Gamma_{11}^2 = a_{11}^2, \Gamma_{12}^2 = -a_{13}^2 x^1 + a_{12}^2, \Gamma_{21}^2 = -a_{31}^2 x^1 + a_{21}^2 \\
& \Gamma_{13}^2 = a_{13}^2, \Gamma_{31}^2 = \Gamma_{31}^1, \Gamma_{22}^2 = a_{33}^2 (x^1)^2 - 2(a_{23}^2 + a_{32}^2) x^1 + a_{22}^2 \\
& \Gamma_{23}^2 = -a_{33}^2 x^1 + a_{23}^2, \Gamma_{32}^2 = -a_{33}^2 x^1 + a_{32}^2, \Gamma_{33}^2 = a_{33}^2 \\
& \Gamma_{11}^3 = a_{11}^3 x^1 + a_{11}^3, \Gamma_{12}^3 = -a_{13}^3 (x^1)^2 + (a_{12}^3 - a_{13}^3) x^1 + a_{12}^3 \\
& \Gamma_{21}^3 = -a_{31}^3 (x^1)^2 + (a_{21}^3 - a_{31}^3) x^1 + a_{21}^3, \Gamma_{13}^3 = a_{13}^3 x^1 + a_{13}^3 \\
& \Gamma_{22}^3 = a_{33}^3 (x^1)^3 + (a_{33}^3 - a_{23}^3 - a_{32}^3) (x^1)^2 + (a_{22}^3 - a_{23}^3 - a_{32}^3) x^1 + a_{22}^3 \\
& \Gamma_{23}^3 = -a_{33}^3 (x^1)^2 + (a_{23}^3 - a_{33}^3) x^1 + a_{23}^3, \Gamma_{31}^3 = a_{31}^3 x^1 + a_{31}^3 \\
& \Gamma_{32}^3 = -a_{33}^3 (x^1)^2 + (a_{32}^3 - a_{33}^3) x^1 + a_{32}^3, \Gamma_{33}^3 = a_{33}^3 x^1 + a_{33}^3
\end{aligned}$$

și metrica :

$$ds^2 = (dx^1)^2 + (1 + (x^1)^2) (dx^2)^2 - 2x^1 dx^2 dx^3 + (dx^3)^2$$

Indicînd cu $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ conexiunea Levi-Civita asociată acestei metrici ne rezultă că invariantul lui Tallini $R - \bar{R} + T$ este în acest caz identic nul.

Deoarece grupul G_3 (4) admite forme spațiale compacte putem enunța teorema :

Conexiunea afină (17) invariantă de grupul (4') este compatibilă cu formele spațiale compacte ale acestui grup.

În sfîrșit structura (5) definește grupul :

$$\begin{aligned}
(5') \quad & x'^1 = x^1 + a^1 \\
& x'^2 = e^{-\alpha a^1} [x^2 \cos a^1 - x^3 \sin a^1] + a^2 \\
& x'^3 = e^{-\alpha a^1} [x^2 \sin a^1 + x^3 \cos a^1] + a^3
\end{aligned}$$

care invariază metrica

$$(18) \quad ds^2 = (dx^1)^2 + e^{-2\alpha x^1} [(dx^2)^2 + (dx^3)^2]$$

unde α este o constantă arbitrară.

Procedînd ca în cazurile precedente constatăm că și în acest caz conexiunea invariata de grupul G_3 (5) depinde de 27 constante arbitrare și în particular invariază conexiunea Levi-Civita asociată metricii (18) cînd avem :

$$\bar{\Gamma}_{22}^1 = \bar{\Gamma}_{33}^1 = -\alpha e^{-2\alpha x^1}, \bar{\Gamma}_{12}^2 = \bar{\Gamma}_{13}^3 = \alpha$$

cu restul componentelor $\bar{\Gamma}_{jk}^i$ nule.

Calculînd invariantul lui Tallini pentru perechea $\Gamma_{jk}^i = 0, \bar{\Gamma}_{jk}^i$ constatăm că avem :

$$-\bar{R}-T=8\alpha^2$$

ceea ce ne spune că :

Grupul $G_3(5)$ admite subgrupuri discrete complete numai dacă $\alpha = 0$ când sîntem în prezența unui grup ortogonal.

Bibliografie

- [1]. VRANCEANU, GH.: „Lecții de geometrie diferențială” vol. IV. 1968 cap. II. § 1. Ed. R.S.R.
- [2]. SIEGEL C. L.: „Some remarks on discontinuous groups”. Ann of Math. 46 (2), 1945.
- [3]. SIMIONESCU C.: „Tensori armonici și forme spațiale ale grupurilor” sub tipar Analale științifice ale Universității „Al. I. Cuza” din Iași. T. XVII (1971).
- [4]. TALLINI G.: „Una proprietà in grande della varietà a connessione affine compatte con applicazioni alla varietà a connessione proiettiva. Rend. Acc. Lincei (32) 1962 p. 644—648.
- [5]. VRANCEANU GH.: „Sur quelques théorèmes de géométrie différentielle” Rev. Roum. de Math. Pures et Appl. 1964.
- [6]. STOKA M.: „Connexions invariantes sur un espace riemannien V_n . Rev. Roum. de Math. Pures et Appl. 1965.
- [7]. BIANCHI L.: „Lezioni sulla teoria dei gruppi continui finiti di trasformazioni”. Bologna, Zanichelli 1928, p. 567.
- [8]. STOKA M.: „Connexions invariantes sur un espace riemannien V_n . Bull. de l'Acad. royale de Belgique 5 (L) 1964 p. 1244—1251.



ASUPRA EXTINDERII NOȚIUNII DE MIȘCARE CONFORMĂ

GHEORGHE ATANASIU

Utilizând ideile din lucrarea [1], se arată cum se poate extinde teoria mișcărilor conforme la spațiile C_n cu conexiune conformă și spațiile $\mathcal{N}_n$ cu perechi de conexiuni nesimetrice conjugate [4].

Mit Hilfe der Ideen aus der Arbeit [1] wird hier gezeigt wie die Theorie der konformen Bewegungen auf die C_n Räume mit konformer Konexion und auf die $\mathcal{N}_n$ Räume mit unsymmetrischen konjugierten Konexionspaaren [4] erweitert wird.

Teoria mișcărilor în spațiile W_n ale lui Weyl a fost aprofundată de profesorul Radu Miron, care pentru prima dată studiază [1] mișcărilor în spațiile N_n cu perechi de conexiuni simetrice conjugate. Lucrarea [1] deschide posibilitatea studierii mișcărilor la spații mult mai generale.

În ceea ce urmează se dezvoltă teoria mișcărilor conforme în spațiile C_n cu conexiune conformă și spațiile $\mathcal{N}_n$ cu perechi de conexiuni nesimetrice conjugate, ultimele fiind considerate ca spații C_n dotate cu câmp de pseudotensori de ordinul trei [4].

1. *Mișcări conforme infinitezimale în C_n .* Fie C_n un spațiu cu conexiune conformă avînd g_{ij} ca etalon, ω_k drept vector complementar și Γ_{jk}^i conexiunea sa nesimetrică (cu torsione), aceste obiecte verificînd condiția: $g_{ij/k} = 2\omega_k g_{ij}$, unde derivata covariantă este făcută în raport cu Γ_{jk}^i . Un astfel de spațiu îl vom nota cu $C_n(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i)$.

Se dă definiția următoare:

Definiția 1.1. O mișcare conformă în spațiul C_n este o transformare din C_n se conservă unghiul, definit prin g_{ij} .

Fie încă un câmp de vectori $v^i(x)$ în C_n și

$$(1.1) \quad \dot{x}^i = x^i + v^i dt$$

transformarea infinitezimală corespunzătoare. În acest caz avem:

Teorema 1.1. Transformarea (1.1) este o mișcare conformă infinitezimală din C_n dacă și numai dacă:

$$(1.2) \quad \mathcal{L}_v g_{ij} = 2\Phi g_{ij},$$

unde $\mathcal{L}_v$ înseamnă derivata Lie în raport cu câmpul vectorial v^i ,

$$\begin{aligned}\mathcal{L}_v g_{ij} &= g_{ij/k} V^k + g_{mj} V_i^{\cdot m} + g_{im} V_j^{\cdot m}, \\ V_s^{\cdot m} &\stackrel{\text{def.}}{=} \nabla_s V^m + \Gamma_{[hs]}^m V^h = \partial_s V^m + \Gamma_{hs}^m V^h,\end{aligned}$$

iar Φ este un scalar.

Vedem că o mișcare conformă este definită numai de etalonul g_{ij} din C_n . Rezultă că teoria mișcărilor conforme din spațiile Riemann V_n [6] și spațiile W_n [1] se extinde fără modificare la cazul spațiilor C_n . Deci introducând încă tensorul :

$$\sigma_{ij} \stackrel{\text{def.}}{=} g^{-1/n} g_{ij}, \quad g = |\det(g_{ij})|,$$

se ajunge imediat la propozițiile următoare :

Propoziția 1.2. Transformarea (1.1) este o mișcare conformă infinitesimală în C_n dacă și numai dacă $\mathcal{L}_v \sigma_{ij} = 0$

Propoziția 1.3. Două mișcări infinitesimale în C_n nu pot avea aceleași traiectorii.

Propoziția 1.4. Dacă C_n admite o mișcare conformă, el admite un grup uniparametric de mișcări conforme.

Propoziția 1.5. Condiția necesară și suficientă pentru ca spațiul C_n să admită un grup uniparametric de mișcări conforme este ca să existe un sistem de coordonate în care cantitățile Φ nu depind de una din coordonate.

Propoziția 1.6. Condiția necesară și suficientă pentru ca C_n să admită un grup uniparametric de mișcări conforme este ca să existe un sistem de coordonate în care σ_{ij} să fie funcții omogene de grad zero.

Punînd $V_j^i = V_j^{\cdot i}$, $V_{ij} = g_{jh} V_i^h$, ecuațiile (1.2) devin echivalente cu ecuațiile $V_{ij} + V_{ji} = 2(\Phi - \omega_k V^k)g_{ij}$, numite *ecuațiile lui Killing* din C_n .

Notînd :

$$(1.3) \quad \tilde{\Phi} = \Phi - \omega_k V^k,$$

ecuațiile lui Killing iau forma

$$(1.4) \quad V_{ij} + V_{ji} = 2\tilde{\Phi} g_{ij}.$$

Utilizînd identitatea

$$\mathcal{L}_v g_{ij/k} - (\mathcal{L}_v g_i)_k = -g_{mj} \mathcal{L}_v \Gamma_{ik}^m - g_{im} \mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^m,$$

și ținînd seama de (1.2) obținem :

$$(1.5) \quad g_{mj} \mathcal{L}_v \Gamma_{ik}^m + g_{im} \mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^m = 2g_{ij} p_k,$$

unde

$$(1.6) \quad p_k = \Phi_k - \mathcal{L}_v \omega_k, \quad (\Phi_k = \partial_k \Phi)$$

Permutând în (1.5₁) circular i, j, k, avem :

$$(1.5_2) \quad g_{mk} \mathcal{L} \Gamma_{ji}^m + g_{jm} \mathcal{L} \Gamma_{ki}^m = 2 g_{jk} p_i ,$$

$$(1.5_3) \quad g_{mi} \mathcal{L} \Gamma_{kj}^m + g_{km} \mathcal{L} \Gamma_{ij}^m = 2 g_{ki} p_j .$$

Adunând (1.5₁) cu (1.5₃) scăzând (1.5₂) și ținând cont că $\mathcal{L}(\Gamma_{jk}^m - \Gamma_{kj}^m) = \mathcal{L} S_{jk}^{\cdot \cdot m}$ noi găsim :

$$(1.7) \quad \mathcal{L} \Gamma_{jk}^h = \delta_j^h p_k + \delta_k^h p_j - g_{jk} g^{hm} p_m - [g_{js} \mathcal{L} S_{mk}^{\cdot \cdot s} + g_{sk} \mathcal{L} S_{mj}^{\cdot \cdot s} - g_{ms} \mathcal{L} S_{jk}^{\cdot \cdot s}] g^{hm} .$$

Observații :

1. Prin contracție $h = k$ în (1.7) obținem :

$$(1.8) \quad p_j = 1/n [\mathcal{L} \Gamma_j - g_{js} g^{hm} \mathcal{L} S_{mh}^{\cdot \cdot s}] , \quad (\Gamma_{mj}^m = \Gamma_j) ,$$

de unde se vede că vectorul p_j nu depinde de reîncărmare.

2. Ecuațiile (1.2) sînt echivalente cu ecuațiile $\mathcal{L} g^{ij} = -2 \Phi g^{ij}$, de unde rezultă relația :

$$(1.9) \quad \mathcal{L} (g_{ij} g^{ks}) = 0 .$$

3. Substituind în (1.7) vectorul p_j prin (1.8) obținem :

$$\mathcal{L} \Gamma_{jk}^{\cdot \cdot h} = 0 ,$$

unde

$$(1.10) \quad \Gamma_{jk}^{\cdot \cdot h} - \Gamma_{jk}^{\cdot h} + 1/n (\delta_k^h g_{jm} + \delta_j^h g_{km} - g_{jk} \delta_m^h) g^{sr} S_{rs}^{\cdot \cdot m} ,$$

iar $\Gamma_{jk}^{\cdot \cdot h}$ este obiectul conexiunii conforme a lui Thomas, [5], [6] :

$$\Gamma_{jk}^{\cdot h} = \Gamma_{jk}^h - 1/n (\delta_j^h \Gamma_k + \delta_k^h \Gamma_j - g_{jk} g^{hm} \Gamma_m) .$$

În consecință avem :

Propoziția 1.8. O mișcare conformă (1.2) din C_n are proprietatea $\mathcal{L} \Gamma_{jk}^{\cdot \cdot h} = 0$, unde $\Gamma_{jk}^{\cdot \cdot h}$ este dată de (1.10).

Se pot determina condițiile de integrabilitate ale ecuațiilor lui Killing, precum și alte caracterizări ale mișcărilor conforme în C_n .

2. *Mișcări conforme generale din $\mathcal{M}_n$.* Un spațiu $\mathcal{M}_n$ este definit de o varietate diferențială X_n pe care sînt date obiectele geometrice următoare : pseudotensorul g_{ij} care este nedegenerat și pozitiv definit, o pereche de conexiuni afine nesimetrice Γ_{jk}^i , G_{jk}^i și un vector covariant ω_k , verificînd ecuațiile $g_{i(j)/k} = 2 \omega_k g_{ij}$, unde $g_{i(j)/k}$ este derivata covariantă mixtă :

$$g_{i(j)/k} = \partial_k g_{ij} - \Gamma_{ki}^h g_{hj} - G_{kj}^h g_{ih}$$

Se înseamnă spațiul $\mathcal{N}_n$ prin $\mathcal{N}_n(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ pentru a pune în evidență obiectele sale din definiție. Vom ține cont de o teoremă stabilită în [4]:

Teorema 2.1. Spațiul $\mathcal{N}_n(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ poate fi identificat cu spațiul $C_n(g_{ij}, \omega_k, \gamma_{jk}^i)$ echipat cu un câmp de pseudotensori $\tau_{ijk} = g_{ih} \tau_{jk}^h$ simetric în primii doi indici, γ_{jk}^i și τ_{jk}^i având expresiile:

$$\gamma_{jk}^i = \frac{1}{2} (G_{jk}^i + \Gamma_{jk}^i), \quad \tau_{jk}^i = G_{jk}^i - \Gamma_{jk}^i$$

Utilizând această teoremă, se poate formula definiția următoare:

Definiția 2.1. O mișcare din $\mathcal{N}_n$ care conservă măsura unghiului determinat prin etalonul g_{ij} se numește mișcare conformă din $\mathcal{N}_n$.

În consecință avem:

Teorema 2.2. O transformare $x^i \rightarrow x^i + v^i dt$ este o mișcare conformă infinitesimală din $\mathcal{N}_n$ dacă și numai dacă $\mathcal{L}_v g_{ij} = 2 \Phi g_{ij}$.

După teoremele 2.1 și 2.2 urmează că toate rezultatele expuse în paragraful precedent se aplică fără modificare la studiul mișcărilor conforme din $\mathcal{N}_n$ identificându-se $\mathcal{N}_n$ cu spațiul C_n corespondent. În particular se obține:

$$(2.1) \quad \mathcal{L}_v \gamma_{jk}^i = \delta_j^i s_k + \delta_k^i s_j - g_{jk} g^{im} s_m - (g_{jr} \mathcal{L}_v S_{mk}^{\cdot \cdot r} + g_{rk} \mathcal{L}_v S_{mj}^{\cdot \cdot r} - g_{mr} \mathcal{L}_v S_{jk}^{\cdot \cdot r}) g^{im},$$

unde

$$(2.1') \quad s_i = \Phi_i - \mathcal{L}_v \omega_i$$

Este interesant de stabilit rezultate pentru fiecare derivată Lie a conexiunilor Γ_{jk}^i și G_{jk}^i . Pentru aceasta utilizăm formula:

$$\mathcal{L}_v \frac{1}{2} (\Omega_1^\wedge + \Omega_2^\wedge) = \frac{1}{2} \mathcal{L}_v \Omega_1^\wedge + \frac{1}{2} \mathcal{L}_v \Omega_2^\wedge,$$

care este valabilă pentru orice pereche de obiecte geometrice liniare $\Omega_1^\wedge, \Omega_2^\wedge$ având aceeași lege de transformare. Prin urmare avem

$$\mathcal{L}_v \gamma_{jk}^i = \frac{1}{2} \mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^i + \frac{1}{2} \mathcal{L}_v G_{jk}^i, \quad \mathcal{L}_v \tau_{jk}^i = \mathcal{L}_v G_{jk}^i - \mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^i$$

Conform cu (2.1) se poate enunța propoziția următoare:

Propoziția 2.3. O mișcare conformă infinitesimală $'x^i = x^i + v^i dt$ din $\mathcal{N}_n(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ are proprietatea:

$$(2.2) \quad \begin{cases} \mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^i = \delta_j^i s_k + \delta_k^i s_j - g_{jk} g^{im} s_m - (g_{jr} \mathcal{L}_v S_{mk}^{\cdot \cdot r} + g_{rk} \mathcal{L}_v S_{mj}^{\cdot \cdot r} - g_{mr} \mathcal{L}_v S_{jk}^{\cdot \cdot r}) g^{im} - \frac{1}{2} \mathcal{L}_v \tau_{jk}^i \\ \mathcal{L}_v G_{jk}^i = \delta_j^i s_k + \delta_k^i s_j - g_{jk} g^{im} s_m - (g_{jr} \mathcal{L}_v S_{mk}^{\cdot \cdot r} + g_{rk} \mathcal{L}_v S_{mj}^{\cdot \cdot r} - g_{mr} \mathcal{L}_v S_{jk}^{\cdot \cdot r}) g^{im} + \frac{1}{2} \mathcal{L}_v \tau_{jk}^i \end{cases}$$

și fiind dat de (2.1').

Se deduc imediat alte proprietăți :

Propoziția 2.4. O mișcare conformă infinitesimală $'x^i = x^i + v^i dt$ din $\mathcal{N}_n(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ are proprietatea $\mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^i = \mathcal{L}_v G_{jk}^i$ dacă și numai dacă $\mathcal{L}_v \tau_{jk}^i = 0$.

Propoziția 2.5. O mișcare conformă infinitesimală $'x^i = x^i + v^i dt$ din $\mathcal{N}_n$ are proprietatea $\mathcal{L}_v \Gamma_{jk}^i = \mathcal{L}_v G_{jk}^i = 0$ dacă și numai dacă $\mathcal{L}_v \tau_{jk}^i = 0$, $\Phi_i = \mathcal{L}_v \omega_i$, $\mathcal{L}_v S_{ij}^{*k} = 0$.

Propoziția 2.6. Pseudotensorul $g_{ih} \mathcal{L}_v \tau_{jk}^h$ este simetric în primii doi indici.

Într-adevăr, utilizînd teorema 2.2, obținem :

$$g_{ih} \mathcal{L}_v \tau_{jk}^h = \mathcal{L}_v \tau_{ijk} - 2 \Phi \tau_{ijk},$$

unde $\tau_{ijk} = \tau_{jik}$.

Acest rezultat se poate utiliza pentru a defini mișcările conforme particulare în $\mathcal{N}_n$.

Bibliografie

- [1]. R. MIRON : *Mouvements conformes dans les espaces W_n et N_n* , TENSOR, N. S. vol. 19 (1978), 33—41.
- [2]. R. MIRON : *Sur les espaces à connexions conjuguées au sens de Norden*, Analele șt. ale Univ. „Al. I. Cuza”, Iași, Secția I, Mat. 9 (1963), 445—454.
- [3]. A. P. NORDEN : *Prostranstva affinnoi svyaznosti*, M—L (1950).
- [4]. M. CRAIOVEANU : *Sur les espaces de Norden à torsion*, TENSOR N. S. vol. 18 (1967) 315—322.
- [5]. G. VRĂNCEANU : *Leçons de géométrie différentielle*. Vol. II, București, (1957).
- [6]. K. YANO : *The theory of Lie derivatives and its applications*, Amsterdam, (1955).

PROPRIETĂȚI ALE ENERGIEI INFORMAȚIONALE

KARIN BRANTSCH

În lucrarea de față sînt stabilite unele proprietăți ale energiei informaționale, noțiunea introdusă de acad. O. Onicescu în Comptes Rendus Acad, Sci. Paris 263 (1966) 22.

Între aceste proprietăți stabilite și între proprietățile entropiei introdusă de Shannon există o analogie, energia informațională indicînd gradul de determinare a unui sistem.

In diesem Bericht sind einige Eigenschaften der Informations-energie, welche von Akad. O. Onicescu in Comptes Rendus Acad. Sci. Paris 263 (1966) 22 eingeführt wurde, bewiesen.

Zwischen den angegebenen Eigenschaften und den Eigenschaften der Shannonschen Entropie gibt es Analogien, da die Informationsenergie den Bestimmungsgrad eines Systems anzeigt.

Fie un sistem finit de evenimente $A_1, A_2, \dots, A_m$ și $p_1, p_2, \dots, p_m$ ($p_j \geq 0$, $\sum_{j=1}^m p_j = 1$) probabilitățile lor. Fiecare probabilitate reprezintă o măsură a informației eventualului corespunzător. O. Onicescu a definit în (1) energia informațională, care constituie o caracteristică informațională a întregului sistem.

Energia informațională este definită ca valoarea medie a măsurii informaționale $p_j = p(A_j)$:

$$E(A) = \sum_{j=1}^m p_j^2$$

Voi arăta cîteva proprietăți ale energiei informaționale :

1. Valoarea minimă a energiei este $\frac{1}{m}$ și corespunde determinării minime a sistemului adică $p_1 = p_2 = \dots = p_m = \frac{1}{m}$ iar valoarea maximă a energiei 1, corespunde determinării maxime $p_h = 1$, $p_{j \neq h} = 0$.

Într-adevăr, punînd în inegalitatea lui Jensen

$$\sum_{i=1}^m \lambda_i x_i^2 \geq \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i x_i \right)^2, \quad \lambda_i = \frac{1}{m} \text{ și } x_i = p_i$$

se obține : $\sum_{i=1}^m \frac{1}{m} p_i^2 \geq \left(\sum_{i=1}^m \frac{1}{m} p_i \right)^2$ adică : $E(A) \geq \frac{1}{m}$

Din inegalitatea evidentă $\sum p_i^2 \leq \left(\sum p_i \right)^2$ rezultă $E(A) \leq 1$

Deci energia informațională indică gradul de determinare a unui sistem.

2. Din expresia energiei informaționale se vede că ea este o funcție simetrică de argumentele ei și că :

$$E_{m+1}(p_1, p_2, \dots, p_m, 0) = E_m(p_1, p_2, \dots, p_m)$$

3. Prin trecerea de la partiția A la o subpartiție B a sistemului, energia informațională scade.

$$\text{Considerînd } A \left(\begin{smallmatrix} A_1, \dots, A_m \\ p_1, \dots, p_m \end{smallmatrix} \right) \text{ și } B \left(\begin{smallmatrix} A_{11} A_{12} \dots A_{1 n_1} A_{21} \dots A_{m n_m} \\ p_{11} p_{12} \dots p_{1 n_1} p_{21} \dots p_{m n_m} \end{smallmatrix} \right)$$

unde $\bigcup_{j=1}^{n_i} A_{ij} = A_i$

rezultă din definiția energiei că

$$E(B) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{n_i} p_{ij}^2 \leq \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^{n_i} p_{ij} \right)^2 = \sum_{i=1}^n p_i^2 = E(A)$$

4. Energia informațională a două sisteme de evenimente independente este egală cu produsul energiilor respective.

Fie $A(A_1, A_2, \dots, A_l)$, $B(B_1, B_2, \dots, B_m)$ și $AB \{ (A_j B_k) ; j=1, 2, \dots, l, k=1, 2, \dots, m \}$.

Punînd $p_j = p(A_j)$, $q_k = p(B_k)$ are loc $p(A_j B_k) = p_j q_k$ $\begin{matrix} j=1, \dots, l \\ k=1, \dots, m \end{matrix}$

Deci

$$E(A \cdot B) = \sum_j \sum_k p_j^2 q_k^2 = \left(\sum_j p_j^2 \right) \left(\sum_k q_k^2 \right) = E(A) \cdot E(B)$$

5. Dacă sistemele A și B nu sînt independente atunci

$$E(A \cdot B) \leq E_A(B) \text{ unde } E_A(B) = \sum_{j=1}^m p_j E_{A_j}(B)$$

Într-adevăr, notînd cu $q_{jk} = p_{A_j}(B_k)$ are loc :

$$E(A \cdot B) = \sum_{j=1}^l \sum_{k=1}^m p_j^2 q_{jk}^2 = \sum_{j=1}^l p_j^2 \sum_{k=1}^m q_{jk}^2 = \sum_{j=1}^l p_j^2 E_{A_j}(B) \leq \sum_{j=1}^l p_j E_{A_j}(B) = E_A(B)$$

6. Energia informațională a unui sistem căreia i se impun anumite condiții, crește. Astfel : $E_A(B) > E(B)$. Cu notațiile făcute se poate scrie :

$$E_A(B) = \sum_{j=1}^l p_j E_{A_j}(B) = \sum_{j=1}^l p_j \sum_{k=1}^m q_{jk}^2 \geq \sum_{k=1}^l \left(\sum_{j=1}^m p_j q_{jk} \right)^2 = \sum_{j=1}^l q_k^2 = E(B)$$

De asemenea : $E(AB) \leq E(A)$

Într-adevăr,

$$\begin{aligned} E(AB) &= \sum_{j,k} p^2(A_j B_k) = \sum_{j,k} p_{A_j}^2 p_{A_j}(B_k) = \sum_j p^2(A_j) \sum_k p_{A_j}^2(B_k) \leq \\ &\leq \sum_j p^2(A_j) \sum_k q_{jk} = E(A) \end{aligned}$$

De aici rezultă că șirul $E(A), E(AB), E(ABC)$ este descrescător întrucît $E(ABC) < E(AB) < E(A)$

7. Notînd cu m numărul de elemente al sistemului B se poate arăta că :

$$E(AB) > \frac{1}{m} E(A)$$

Într-adevăr,

$$E(AB) = \sum_j p^2(A_j) \sum_k p_{A_j}^2(B_k)$$

dar $\sum_k p_{A_j}^2(B_k) > \frac{1}{m}$ ceea ce rezultă din inegalitatea $\sum_k \lambda_k x_k^2 > \left(\sum_k \lambda_k x_k\right)^2$ în care $\lambda_k = \frac{1}{m}$ și $x_k = p_{A_j}(B_k)$. Datorită faptului că $E(B) \leq 1$ se poate scrie :

$$E(AB) \geq \frac{1}{m} E(A) \geq \frac{1}{m} E(A) \cdot E(B)$$

În general pentru k sisteme $x_1, x_2, \dots, x_k$ cu același număr de elemente m are loc :

$$E(x_1, x_2, \dots, x_k) \geq \frac{1}{m} E(x_1) E(x_2 \dots x_k) \geq \dots \geq \frac{1}{m^k} E(x_1) E(x_2) \dots E(x_k)$$

8. Inegalitatea $E(B/AC) \geq E(B/C)$ rezultă în felul următor :

$$\begin{aligned} E(B/AC) &= \sum_{i,j,l,k} p(A_j C_l) p_{A_j C_l}^2(B_k) = \sum_{j,l,k} p(C_l) p_{C_l}(A_j) p_{A_j C_l}(B_k) = \\ &= \sum_{l,k} p(C_l) \sum_j p_{C_l}(A_j) p_{A_j C_l}(B_k) \geq \sum_{l,k} p(C_l) \left(\sum_j p_{C_l}(A_j) p_{A_j C_l}(B_k) \right)^2 = \\ &= \sum_{l,k} p(C_l) p_{C_l}^2(B_k) \end{aligned}$$

9. Fie date cîmpurile de probabilitate finite $\mathcal{A}_n$ și $\mathcal{B}_m$ conținînd n și respectiv m evenimente elementare. Se notează pentru un indice $1 \leq k \leq m$ cu i_k acea valoare a indicelui i , $1 \leq i \leq n$ pentru care probabilitatea $p(A_i, B_k)$ în cîmpul $\mathcal{A}_n \times \mathcal{B}_m$ ia valoarea maximă. Dacă sînt mai multe valori i , atunci prin i_k se înțelege una din ele. Aceasta înseam-

nă că A_{i_k} reprezintă evenimentul elementar cel mai probabil al cîmpului $\mathcal{A}_n$ pentru un eveniment elementar B_k al cîmpului $\mathcal{B}_m$.

Numărul

$$P = \sum_{k=1}^m \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p(A_i B_k)$$

reprezintă probabilitatea de apariție a unei perechi de evenimente (A_i, B_k) în cîmpul de evenimente $\mathcal{A}_n \times \mathcal{B}_m$, unde A_i nu este unul din evenimentele cele mai probabile ale cîmpului $\mathcal{A}_n$ pentru evenimentul elementar dat B_k al cîmpului $\mathcal{B}_m$.

Atunci :

$$E(A/B) \geq P^2 + (1-P)^2 - (n-2)P$$

Au loc următoarele inegalități :

$$(1) \quad \sum_{k=1}^m p(B_k) p_{B_k}^2(A_{i_k})^2 \geq \left(\sum_{k=1}^m p(B_k) p_{B_k}(A_{i_k}) \right)^2 = \left(\sum_{k=1}^m p(A_{i_k}) \right)^2 = (1-P)^2$$

$$(2) \quad \sum_{k=1}^m p(B_k) (1 - p_{B_k}(A_{i_k}))^2 \geq \left(\sum_{k=1}^m p(B_k) (1 - p_{B_k}(A_{i_k})) \right)^2 = \left(1 - \sum_{k=1}^m p(A_{i_k}) \right)^2 = P^2$$

Pe de altă parte :

$$\begin{aligned} (1 - p_{B_k}(A_{i_k}))^2 &= \left[\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}(A_i) \right]^2 = \left[(n-1) \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n \frac{1}{n-1} p_{B_k}(A_i) \right]^2 \leq \\ &\leq (n-1)^2 \cdot \frac{1}{n-1} \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) \leq (n-2) \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) \end{aligned}$$

Atunci :

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^m p(B_k) (1 - p_{B_k}(A_{i_k}))^2 &\leq (n-2) \sum_{k=1}^m p(B_k) \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) + \sum_{k=1}^m p(B_k) \sum_{\substack{i=k \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) = \\ &= (n-2)P + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p(B_k) p_{B_k}^2(A_i) \end{aligned}$$

deci :

$$(3) \quad - \sum_{k=1}^m p(B_k) (1 - p_{B_k}(A_{i_k}))^2 \geq - (n-2)P - \sum_{k=1}^n p(B_k) \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i)$$

Prin adunarea celor trei inegalități rezultă tocmai inegalitatea din enunț :

$$\sum_{k=1}^m p(B_k) p_{B_k}^2(A_{i_k}) + \sum_{k=1}^m p(B_k) \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq i_k}}^n p_{B_k}^2(A_i) \geq (1-P)^2 + P^2 - (n-2)P$$

Bibliografie

- [1]. O. ONICESCU : *Energie informationnelle*. Comptes Rendus Acad. Sci. Paris, 263, (1966), 22, 841—842.

ASUPRA SOLUȚIEI UNUI SISTEM DE ECUAȚII DIFERENȚIALE LINIARE ȘI OMOGENE CU COEFICIENȚI CONSTANȚI

OCTAVIAN SASU

În prezenta lucrare se determină soluția unui sistem de ecuații liniare și omogene cu coeficienți constanți prin metoda funcțiilor de matematici.

In this paper there is determined the solution of a linear and homogenous equation system with constant coefficients through function of matrix method.

În prezenta lucrare se studiază, folosind rezolventa operatorului reprezentat de matricea sistemului, legătura dintre rezolventă și rădăcinile caracteristice ale sistemului utilizând o metodă inițiată de acad. O. Onicescu.

Se obține astfel rezolventa sub formă finită, a unui produs de trei matrici.

Fie sistemul :

$$(1) \quad \frac{dX(t)}{dt} = AX(t)$$

cu condițiile inițiale :

$$X(0) = X^0$$

unde $X(t)$ este matricea coloană a necunoscutelor, A matricea sistemului, X^0 matricea coloană ce reprezintă condițiile inițiale. În 2° se arată că soluția sistemului (1) cu condițiile inițiale date este :

$$X(t) = R(t)X^0$$

unde

$$R(t) = \left[E + \frac{t}{1!} A + \frac{t^2}{2!} A^2 + \dots + \frac{t^n}{n!} A^n + \dots \right]$$

este rezolventa operatorului reprezentat de matricea A .

Avem

$$\frac{dX(t)}{dt} = \frac{dR(t)}{dt} X^0 - AR(t)X^0 = AX(t)$$

$$X(0) = R(0)X^0 = EX^0 = X^0$$

Rezolventa $R(t)$ este un operator mărginit dacă operatorul reprezentat de matricea A este mărginit.

$$\|R(t)\| \leq 1 + \frac{t}{1!} \|A\| + \frac{t^2}{2!} \|A\|^2 + \dots + \frac{t^n}{n!} \|A\|^n + \dots = e^{t\|A\|}$$

Fie $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_i, \dots, \lambda_s$ rădăcinile reale ale ecuației $|A - \lambda E| = 0$ cu ordinele de multiplicitate respectiv $p_1, p_2, \dots, p_i, \dots, p_s$.

Fie B forma canonică Jordan a matricei A , atunci avem

$$A = UBU^{-1}$$

unde U este o matrice de ordinul „ n ” nedegenerată.

Avem

$$B = \begin{pmatrix} B_1 & & & & \\ & B_2 & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & B_i & \\ & & & & \ddots \\ & & & & & B_s \end{pmatrix} \quad \text{unde } B_i = \begin{pmatrix} \lambda_i & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_i & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & & \lambda_i & 1 \\ 0 & 0 & 0 & & 0 & \lambda_i \end{pmatrix}$$

este o matrice pătrată de ordin p_i

Avem $A^2 = UB^2U^{-1}$, $A^3 = UB^3U^{-1}$, ...

Dacă $f(x) = \left(1 + \frac{t}{1!}x + \frac{t^2}{2!}x^2 + \dots\right)$ atunci $R(t) = f(A) = Uf(B)U^{-1}$

iar

$$f(B) = \begin{pmatrix} f(B_1) & & & & \\ & f(B_2) & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & f(B_i) & \\ & & & & \ddots \\ & & & & & f(B_s) \end{pmatrix}$$

Avem $B_i = \lambda_i E + I$ unde E este matricea unitate și

$$I = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad I^2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ & & & & & & \\ & & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 & 0 \end{pmatrix}, \dots, I^{p_i-1} = \begin{pmatrix} 0 & \dots & 0 & 1 \\ 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & & & \\ \vdots & & & \\ \vdots & & & \\ 0 & & 0 & 0 \\ 0 & & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$I^{P_i} = I^{P_i+1} = 0$. Fie dezvoltarea funcției $f(x)$ în serie Taylor după puterile lui $x - \lambda_i$

$$f(x) = f(\lambda_i) + \frac{x - \lambda_i}{1!} f'(\lambda_i) + \frac{(x - \lambda_i)^2}{2!} f''(\lambda_i) + \dots + \frac{(x - \lambda_i)^{P_i-1}}{(P_i-1)!} f^{(P_i-1)}(\lambda_i) + \frac{(x - \lambda_i)^{P_i}}{P_i!} f^{(P_i)}(\lambda_i) + \dots$$

Deoarece

$$f(\lambda_i) = e^{t\lambda_i}$$

$$f'(\lambda_i) = t e^{t\lambda_i}$$

$$f''(\lambda_i) = t^2 e^{t\lambda_i}$$

.

.

.

avem

$$f(B_i) = e^{t\lambda_i} E + \frac{t e^{t\lambda_i}}{1!} + \frac{t^2 e^{t\lambda_i}}{2!} + \dots + \frac{t^{P_i-1} e^{t\lambda_i}}{(P_i-1)!} I^{P_i-1}$$

sau

$$f(B_i) = \begin{vmatrix} e^{t\lambda_i} & \frac{t}{1!} e^{t\lambda_i} & \frac{t^2}{2!} e^{t\lambda_i} & \dots & \frac{t^{P_i-1}}{(P_i-1)!} e^{t\lambda_i} \\ 0 & e^{t\lambda_i} & \frac{t}{1!} e^{t\lambda_i} & \dots & \frac{t^{(P_i-2)}}{(P_i-2)!} e^{t\lambda_i} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & e & & e^{t\lambda_i} \end{vmatrix}$$

Deci $R(t) = U f(B) U^{-1}$ și calculul rezolventei se reduce la înmulțirea unor matrice de ordin „ n ”.

Matricea U se determină din ecuația matricială :

$$AU = UB.$$

Bibliografie

- [1]. D. V. IONESCU : *Ecuații diferențiale și integrale*. Editura didactică și pedagogică, București 1964.
- [2]. ADOLF HAIMOVICI : *Ecuații diferențiale și ecuații integrale*, Editura didactică și pedagogică, București 1965.
- [3]. GH. PIC. *Algebră superioară*, Editura didactică și pedagogică, București 1966.



METODA DREPTELOR ÎN REZOLVAREA ECUAȚIEI

$$u_t = u_{xx} + f(u)$$

MARIA HAGIU

În această notă se folosește metoda dreptelor pentru rezolvarea aproximativă a unei ecuații cu derivate parțiale neliniară și se dă o evaluare a erorii metodei.

Acest procedeu este cunoscut pentru rezolvarea aproximativă a unei ecuații cu derivate parțiale liniară.

Dans cette note on applique la méthode des droites pour la résolution approximative de l'équation aux dérivées partielles nonlinéaire et on évalue l'erreur de la méthode.

Ce procédé est connu pour la résolution approximative de l'équation aux dérivées partielles linéaire.

Se consideră ecuația

$$(1) \quad \frac{\partial u}{\partial t} = a(x, t) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + f(x, t, u, u_x)$$

cu condițiile :

$$(2) \quad \begin{aligned} u(0, x) &= \varphi(x) \\ u(0, t) &= \psi_1(t) \\ u(1, t) &= \psi_2(t) \end{aligned}$$

Este cunoscut procedeul de aplicare a metodei dreptelor pentru ecuații cu derivate parțiale liniare.

În nota de față se aplică metoda dreptelor față de axa temporală, ecuației neliniare de tipul de mai sus.

Existența soluției pentru ecuații de acest tip a fost demonstrată de A. Rothe în lucrarea „Randwertanfgaben als Grenzfall eindimensionaler Randwertanfgaben“.

Se presupune :

1. $a(x, t)$ definită și continuă în $D: \{(x, t) | 0 \leq x \leq 1, 0 \leq t \leq T\}$ cu $a(x, t) \geq a > 0$ în D .

2. $\varphi(x)$ definită în $[0, 1]$, $\psi_1(t)$, $\psi_2(t)$ definite în $[0, T]$, suficient de netede pentru a asigura existența soluției ecuației (1).

3. $f(x, t, u, u_x)$ continuă cu derivate parțiale continue în $A \subset \mathbb{R}^4$ și $-\alpha < f'_u < -\beta$, $\alpha > 0$, $\beta > 0$; f'_v mărginită, unde $v = u_x = \frac{\partial u}{\partial x}$

Se împarte intervalul $[0, T]$ în $n+1$ părți egale de lungime $h = \frac{T}{n+1}$ și se duc dreptele $t_i = ih$, $i = 1, 2, \dots, n$.

Facem următoarea notație: $u_i = u(x_i, t)$; $a_i = a(x_i, t)$

În ecuația (1) înlocuim derivata $\frac{\partial u}{\partial t}$ prin diferența divizată după formula:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{u_i - u_{i-1}}{h} + \frac{h}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{t=\tau_i}; \quad t_{i-1} < \tau_i < t_i$$

Notăm cu

$$R_i(h) = \frac{h}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{t=\tau_i}$$

Se obține sistemul de ecuații diferențiale:

$$(2) \quad \begin{cases} \frac{d^2 u_i}{dx^2} = \frac{1}{a_i h} u_i - \frac{1}{a_i h} u_{i-1} - \frac{1}{a_i} f\left(x, t_i, u_i, \frac{du_i}{dx}\right) + \frac{1}{a_i} R_i(h) \\ u_0(x) = \varphi(x) \end{cases}$$

cu condițiile

$$(2') \quad \begin{cases} u_i(0) = \psi_{1i} \\ u_i(1) = \psi_{2i} \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Dacă în (2) se neglijează $R_i(h)$ se obține sistemul de ecuații diferențiale:

$$(3) \quad \begin{cases} \frac{d^2 U_i}{dx^2} = \frac{1}{a_i h} U_i - \frac{1}{a_i h} U_{i-1} - \frac{1}{a_i} f\left(x, t_i, U_i, \frac{dU_i}{dx}\right) \\ U_0(x) = \varphi(x) \end{cases}$$

cu condițiile:

$$(3') \quad \begin{cases} U_i(0) = \psi_{1i} \\ U_i(1) = \psi_{2i} \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Soluția acestui sistem aproximează pe dreptele $t = t_i$ soluția ecuației (1).

Notăm:

$$\varepsilon_i(x) = u_i(x) - U_i(x)$$

Scăzînd din ecuațiile sistemului (2) ecuațiile corespunzătoare ale sistemului (3) obținem:

$$\frac{d^2 \varepsilon_i}{dx^2} = \frac{1}{a_i h} \varepsilon_i - \frac{1}{a_i h} \varepsilon_{i-1} - \frac{1}{a_i} f\left(x, t_i, u_i, \frac{du_i}{dx}\right) + \frac{1}{a_i} f\left(x, t_i, U_i, \frac{dU_i}{dx}\right) + \frac{1}{a_i} R_i(h)$$

Aplicînd funcției $f(x, t, u, u_x)$ formula creșterilor finite, rezultă sistemul :

$$(4) \quad \begin{cases} \frac{d^2 \varepsilon_i}{dx^2} = \frac{1}{a_i} \left(\frac{1}{h} - f'_u \right) \varepsilon_i - \frac{1}{a_i h} \varepsilon_{i-1} - \frac{1}{a_i} f'_v \frac{d \varepsilon_i}{dx} + \frac{1}{a_i} R_i(h) \\ \varepsilon_0(x) = 0 \end{cases}$$

cu condițiile :

$$(4') \quad \begin{cases} \varepsilon_i(0) = 0 \\ \varepsilon_i(1) = 0 \end{cases}$$

Deoarece coeficienții sistemului (4) sînt funcții continue de x pe $[0, 1]$, rezultă că soluția $\varepsilon_1(x), \varepsilon_2(x), \dots, \varepsilon_n(x)$ care satisface condițiile (4') este formată din funcții continue care își ating valorile extreme pe $[0, 1]$.

Să notăm cu :

$$g_i = \max_{0 \leq x \leq 1} \varepsilon_i(x), \quad h_i = \min_{0 \leq x \leq 1} \varepsilon_i(x)$$

$$G = \max(g_1, g_2, \dots, g_n), \quad H = \min(h_1, h_2, \dots, h_n)$$

Cum $\varepsilon_i(x)$ își ating valorile extreme pe $[0, 1]$, rezultă că există un $x_1 \in [0, 1]$ în care cel puțin una din funcțiile $\varepsilon_i(x)$ își atinge maximul egal cu G . Fie această funcție $\varepsilon_j(x)$; $G = \varepsilon_j$.

Dacă $x_1 = 0$, rezultă $G = 0$. Dacă $x_1 > 0$ atunci $\frac{d \varepsilon_j x_1}{dx} = 0$ și $\frac{d^2 \varepsilon_j}{dx^2} \leq 0$

Considerînd din sistemul (4) ecuația de rang j în punctul x_1 obținem :

$$\frac{1}{a_j h} \varepsilon_j - \frac{1}{a_j h} \varepsilon_{j-1} - \frac{1}{a_j} f'_u \varepsilon_j + \frac{1}{a_j} R_j \leq 0$$

Ținînd seama că $a_j > 0$ rezultă :

$$\frac{1}{h} (\varepsilon_j - \varepsilon_{j-1}) - f'_u \varepsilon_j + R_j \leq 0$$

Conform definiției lui ε_j , diferența $\varepsilon_j - \varepsilon_{j-1}$ este nenegativă și din inegalitatea precedentă rezultă :

$$-f'_u \varepsilon_j(x_1) + R_j \leq 0$$

Cum $-\alpha < f'_u < -\beta$

atunci $\beta \varepsilon_j(x_1) \leq -R_j$

Deci

$$\max_{0 \leq x \leq 1} \varepsilon_i(x) \leq \max \left\{ \begin{array}{l} 0, \max_{x \in [0, 1]} \frac{|R_i(h)|}{\beta} \\ i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right\}$$

Presupunind că funcția $u(x, t)$ admite derivate parțiale pînă la ordinul doi, mărginite, atunci $\left| \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right| < M$.

Rezultă

$$\max_{0 \leq x \leq 1} \varepsilon_i(x) \leq \frac{h}{2} \cdot \frac{M}{\beta}$$

Printr-un raționament analog se deduce că :

$$\max_{0 \leq x \leq 1} \varepsilon_i(x) \geq \min \left\{ 0, \min_{\substack{x \in [0, 1] \\ i = 1, 2, \dots, n}} \frac{|R_i(h)|}{\alpha} \right\}$$

de unde :

$$|\varepsilon_i(x)| \leq \frac{h}{2} \cdot \frac{M}{\beta}$$

Așadar, eroarea tinde către zero odată cu pasul h .

Bibliografie

- [1]. A. ROTHE : *Zweidimensionale parabolische Randwertaufgaben als Grenzfall eindimensionaler Randwertaufgaben* -Math. Analen, Bd. 102, Heft 4/5 ; 1929
- [2]. I. S. BEREZIN, N. I. JIDKOV : *Metodi vicislennii*, vol. II, Moscova 1962.
- [3]. L. V. KANTOROVICI, V. N. KRILOV : *Priblijenie metodî vișevo analiza*, Moscova, 1962.
- [4]. F. M. PASCAL : *Evaluarea erorii în rezolvarea aproximativă a unor probleme la limită pentru ecuația de tip parabolic* St. cerc. mat. 7, 1969.

ASUPRA BAZELOR DIN VECTORI PROPRII PENTRU OPERATORII DE CONTRACȚIE

NICOLAE TIȚA

Se arată cum se prezintă cîteva rezultate date de N. K. Nikolskii în [1], pentru cazul bazelor p — apropiate de ortonormală [2], [3].

On montre comme se présentent quelques résultats données par N. K. Nikolskii dans [1], pour le cas des bases p — approchées d'une base ortho-normale [2], [3].

În lucrarea [1] se studiază bazele formate din vectori proprii pentru operatori de contracție de clase C_0 și C_{00} . Printre altele se arată în ce condiții vectorii proprii formează baze Bari (pătratic apropiate de o bază ortonormală).

În această lucrare se va arăta cum se prezintă unele din aceste rezultate pentru cazul cînd este vorba de o bază p -apropiată de o bază ortonormală [2], [3].

Vom păstra notațiile și noțiunile din [1].

Reamintim că $H^2(E)$ este spațiul Hardi al funcțiilor regulate în discul unitate al planului complex și cu valori în spațiul Hilbert separabil E ; $K = H^2(E) - H^2(E)$, unde $\Theta(\lambda)$ este o funcție interioară care diferă de Θ_A (funcția caracteristică [1] pag. 92), numai printr-un factor constant izometric.

Fie $\{e_\lambda^i\}_{i \geq 0}$ o bază ortonormală în $\tilde{\Delta}_\lambda E$ ($\tilde{\Delta}_\lambda$ este ortoproiector a lui E pe $\text{Ker } \Theta(\lambda)$), atunci sistemul tuturor vectorilor proprii ai lui T , respectiv T^* , corespunzători lui $\bar{\lambda}$ respectiv λ sînt :

$$\varphi_\lambda^i = (1 - |\lambda|^2)^{\frac{1}{2}} (1 - \bar{\lambda}z)^{-1} \Theta_\lambda^{*-1}(\lambda) e_\lambda^i \quad |z| < 1$$

$$\psi_\lambda^i = (1 - |\lambda|^2)^{\frac{1}{2}} (1 - \lambda z)^{-1} \Theta_\lambda(z) e_\lambda^i \quad |z| < 1$$

Vom nota cu $\tilde{\varphi}_\lambda^i = \|\varphi_\lambda^i\|^{-1} \varphi_\lambda^i$ și $\tilde{\psi}_\lambda^i = \|\psi_\lambda^i\| (1 - |\lambda|^2)^{\frac{1}{2}} \psi_\lambda^i$. Acestea sînt biortogonale în K .

În cele ce urmează T va fi un operator echivalent cu $A \supset C_{\infty}$ așa cum este definit în [1] pag. 93. De la început presupunem că T va verifica următoarele condiții :

- 1) $R_z(\Gamma)$ rezolventa lui T este funcție meromorfă cu poli simpli*.
- 2) T este un operator complet (sistemul vectorilor proprii este complet în K).

Cu aceste precizări se pot obține următoarele rezultate :

Teorema 1. *Condiția suficientă ca vectorii proprii ai lui T să formeze o bază p — apropiată de o bază ortonormală ($p \geq 2$) este ca matricea*

$$\{\delta_{\lambda, i, j, \mu} - (q_{\lambda}^i, \omega_{\mu}^i) \| \varphi_{\lambda}^i \|^{-1} \| \psi_{\mu}^i \|^{-1} \}_{\lambda, \mu, i, j}$$

să genereze în l_2 un operator de clasă ζ_p , iar dacă acest sistem formează bază p — apropiată de ortonormală atunci matricea este un operator de clasă ζ_p ($p \leq 2$).

Demonstrație. Dacă matricea este un operator de clasă ζ_p atunci sistemul vectorilor proprii formează o p — bază așa cum rezultă din [2] și invers, iar pe de altă parte orice p — bază este p — apropiată de o bază ortonormală ($p \geq 2$) și orice bază p — apropiată ($p \leq 2$) este p — bază. Astfel rezultă afirmația făcută.

Teorema 2. *Dacă sistemul vectorilor proprii ai operatorului T formează o bază p — apropiată de ortonormală $p \leq 2$ atunci $\prod_{\lambda, i} \| \Theta_{\lambda}^{*-1}(\lambda) e_{\lambda}^i \| < \infty$ iar dacă $\prod_{\lambda, i} \| \Theta_{\lambda}^{*-1}(\lambda) e_{\lambda}^i \| < \infty$ atunci sistemul vectorilor proprii formează baza p — apropiată de ortonormală $p \geq 2$.*

Demonstrație. Dacă $\{\varphi_{\lambda}^i\}_{i, \lambda}$ este p — apropiat de o bază ortonormală ($p \leq 2$) atunci el este și o bază Bari, ceea ce este echivalent cu convergența seriei $\sum_{\lambda \in \sigma_p} \sum_i \| \tilde{q}_{\lambda}^i - \tilde{\psi}_{\lambda}^i \|^2$, iar aceasta, în baza biortogonalității dintre $\{\tilde{q}_{\lambda}^i\}$ și $\{\tilde{\psi}_{\lambda}^i\}$ se mai scrie $\sum_{\lambda \in \sigma_g} \sum_i (\| \varphi_{\lambda}^i \|^2 - 1) < \infty$, condiție echivalentă cu convergența produsului infinit $\prod_{\lambda \in \sigma_p} \prod_i \| \Theta^{*-1}(\lambda) e_{\lambda}^i \|$.

Urmînd calea inversă, convergența produsului infinit menționat implică convergența seriei $\sum \sum \| \tilde{q}_{\lambda}^i - \tilde{\psi}_{\lambda}^i \|^2$ și deci $\{\tilde{q}_{\lambda}^i\}$ este o bază Bari, dar aceasta înseamnă că este și o bază p — apropiată de ortonormală $p \geq 2$.

Teorema 3. *Dacă operatorul T verifică condiția*

$$\sum_{\substack{\lambda \neq \mu \\ \lambda, \mu \in \sigma_p(T)}} (1 - |\lambda|^2)^{\frac{p}{2}} (1 - |\mu|^2)^{\frac{p}{2}} |1 - \bar{\lambda} \mu|^{-p} \|\Delta_{\lambda} \Delta_{\mu}\|^p < \infty$$

* Condițiile în care se realizează acest lucru se găsesc în [1]

sistemul tuturor subspațiilor proprii lui T formează în K bază p — apropiată de o bază ortonormală $p \leq 2^*$.

Demonstrație. Se urmează calea din [1] și se ține cont că pentru ca subspațiile $\{N_j\}$ să formeze bază p — apropiată de ortonormală este necesar ca $\sum_{\substack{j,k \\ j \neq k}} \cos^p(N_j, N_k) < \infty$ [4]**

$$\cos(N_\lambda, N_\mu) = \sup_{f, g \in H^2(E)} \frac{|(P_\lambda f, P_\mu g)|}{\|P_\lambda f\| \|P_\mu g\|} = \sup_{f, g \in H^2} \frac{(1-|\lambda|^2)^{\frac{1}{2}} (1-|\mu|^2)^{\frac{1}{2}}}{|1-\bar{\lambda}\mu|} \cdot \frac{|\Delta_\lambda f(\lambda), \Delta_\mu g(\mu)|}{\|\Delta_\lambda f(\lambda)\| \cdot \|\Delta_\mu g(\mu)\|} =$$

$$\frac{(1-|\lambda|^2)^{\frac{1}{2}} (1-|\mu|^2)^{\frac{1}{2}}}{|1-\bar{\lambda}\mu|} \|\Delta_\lambda \Delta_\mu\|$$

Din acestea rezultă afirmația făcută.

Bibliografie

- | | |
|--|---|
| <p>[1]. N. K. NIKOLSKII : <i>Bazisi iz sobstvennih vectorov sjatii</i>. Izv. AN SSSR Nr. 1 1970.</p> <p>[2]. V. A. PRIGORSKII : <i>Onecotorih clasah bazisov</i>. UMN Nr. 5 1965.</p> <p>[3]. N. TIȚA : <i>Asupra bazelor p —</i></p> | <p><i>apropiate de o bază ortonormală</i>. Studii și cercet. mat. Ed. Acad. R.S.R. nr. 2 1969.</p> <p>[4]. N. TIȚA : <i>În legătură cu bazele de subspații</i>. Analele Universității București nr. 1 1969.</p> |
|--|---|

) Δ_λ este ortoproiector ce aplică E pe $\text{Ker } \Theta^(\lambda)$ ([1] pag. 93) $\|\Delta_\lambda \Delta_\mu\|$ este normă obișnuită definită în algebra operatorilor liniari și mărginiți. Pentru noțiunea de bază p — apropiată de o bază ortonormală se poate vedea [4].

**) În [4] nu se face mențiunea expresă $p \leq 2$.

... ..
... ..
... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..

... ..

... ..

... ..

... ..
... ..
... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

Electrotehnică, Electronică

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XIII — 1971

Electrotechnics, Electronics

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XIII — 1971

Elèctrotechnique, Èlectronique

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

Elektrotechnik, Elektronik

*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

Электротехника, Электроника

O METODĂ DE STABILIRE A TENSIUNII OPTIME DE ALIMENTARE A MOTOARELOR DE CURENT ALTERNATIV COMANDATE PRIN FRECVENȚA

EMIL MICU

This paper establishes a method for the numerical determination of the voltage for variable frequency operated both synchronous and asynchronous motors, with the aid of digital computer, to maintain to a constant value the maximum electromagnetic torque, at any frequency.

Se prezintă o metodă de determinare pe cale numerică, cu calculatorul electronic, a tensiunii de alimentare a motoarelor sincrone și asincrone la diferite frecvențe, pentru ca cuplul electromagnetic maxim să fie constant și egal cu cuplul electromagnetic maxim de la tensiunea și frecvența nominală.

Motoarele de curent alternativ alimentate cu tensiuni și frecvențe variabile se introduc pe scară tot mai largă — în pofida costului încă ridicat al convertizoarelor de frecvență cu tiristoare — într-o serie de acționări electrice cu turație variabilă cum sînt: acționările mașinilor textile din țesătoriile de fibre sintetice (cu grupuri de motoare sincrone reactive), acționările căilor cu role ale laminoarelor (cu motoare asincrone), acționarea locomotivelor și automobilelor electrice (cu motoare asincrone sau sincrone) sau acționările din medii cu pericol de explozie (cu motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit sau motoare sincrone reactive). Motoarele sincrone comandate prin frecvență au avantajul conferit de controlul riguros al turației, de a putea fi utilizate în acționările de mare precizie cu mai multe motoare, cu sincronizare perfectă. Motoarele asincrone cu rotorul în scurtcircuit sînt superioare motoarelor de curent continuu prin robustețe, gabarit și moment de inerție reduse, fiabilitate mare, preț de cost redus, lipsa contactului alunecător generator de scînteii etc.

Cuplul maxim dezvoltat de motoarele de curent alternativ comandate prin frecvență este același la toate frecvențele numai dacă se asigură același flux magnetic util. Relația $U/F = \text{const.}$ menține fluxul magnetic aproximativ constant pentru variații mici ale frecvenței (pînă la jumătate din frecvența nominală). La frecvențe mai joase, tensiunea stabilită cu aceeași relație nu mai asigură același flux magnetic, din cauza creșterii

ponderii căderii de tensiune pe rezistența înfășurării statorice cu scăderea frecvenței.

Reglarea automată a fluxului magnetic din întrefier sau a fluxului total al statorului este deosebit de dificilă din cauza dificultății măsurării acestuia.

Stabilirea unei relații analitice între tensiune și frecvență, care să asigure un cuplu maxim constant este imposibilă din cauza complexității expresiilor cuplurilor electromagnetice ale motorului sincron, respectiv asincron, în care nu se neglijează rezistența înfășurării statorice.

În lucrare se prezintă o metodă originală de stabilire pe cale numerică prin utilizarea calculatorului electronic a dependenței dintre tensiunea de alimentare și frecvență care asigură același cuplu maxim la toate frecvențele de lucru.

Principiul metodei :

Cuplul electromagnetic al motorului sincron comandat prin frecvență, cu considerarea rezistenței înfășurării indusului, în unități relative, este [1] :

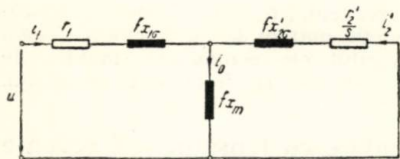


Fig. 1. Schema echivalentă a motorului asincron comandat prin frecvență.

$$m_{es} = \left(\frac{u}{f}\right)^2 \frac{1}{\left(\frac{r}{f}\right)^2 + x_d x_q} \left\{ \frac{x_d - x_q}{\left(\frac{r}{f}\right)^2 + x_d x_q} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(x_d x_q - \frac{r^2}{f^2} \right) \sin 2\delta + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{r^2}{f^2} - x_d x_q \right) \alpha f \sin \delta - \frac{r}{f} x_d \sin^2 \delta + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{r}{f} x_q (\cos \delta - \alpha f)^2 \right] + \alpha f \left[x_d \sin \delta + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{r}{f} (\cos \delta - \alpha f) \right] \right\} \quad (1)$$

în care : u este tensiunea de alimentare ;

α — raportul dintre curentul de excitație și tensiune,

f — frecvența,

r — rezistența înfășurării indusului,

x_d, x_q — reactanța sincronă longitudinală respectiv transversală,

δ — unghiul de sarcină al motorului.

Cuplul electromagnetic al motorului asincron comandat prin frecvență se deduce din schema echivalentă (fig. 1) în care s-au neglijat pierderile în fier.

Luând pentru cuplul de bază al motorului asincron aceeași valoare ca și pentru motorul sincron, adică cuplul corespunzător unei puteri de $\frac{2}{3}$ din puterea aparentă nominală, la turația sincronă nominală, cuplul electromagnetic scris în unități relative este :

$$m_{ea} = 3 \frac{i_2'^2 r_2'}{s f} = 3 \left(\frac{u}{f} \right)^2 \frac{\frac{r_2'}{f s}}{\left(c_2 \frac{r_1}{f} + c_1 \frac{r_2'}{f s} \right)^2 + \left(c_2 x_{l\sigma} + x_{2\sigma}' - \frac{r_1}{f} \frac{r_2'}{f s} \frac{c_1 - 1}{x_{l\sigma}} \right)^2} \quad (2)$$

în care: r_1 , r_2' sînt rezistențele înfășurării statorului respectiv a rotorului redusă la stator,

$x_{l\sigma}$, $x_{2\sigma}'$ — reactanța de scăpări a înfășurării statorului respectiv a rotorului redusă la stator,

s — alunecarea,

x_m — reactanța de magnetizare,

$c_1 = 1 + \frac{x_{l\sigma}}{x_m}$; $c_2 = 1 + \frac{x_{2\sigma}'}{x_m}$ — coeficienții de scăpări.

Cu ajutorul calculatorului electronic numeric se pot calcula valorile cuplului electromagnetic la diferite frecvențe, luînd $u/f = 1$ (fig. 2, 3).

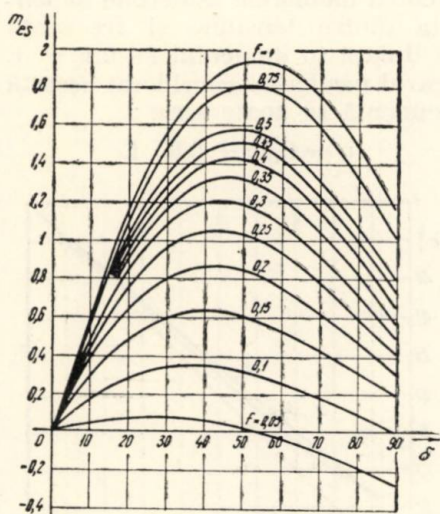


Fig. 2. Cuplul electromagnetic al motorului sincron $u/f = 1$, $\alpha f = 1$

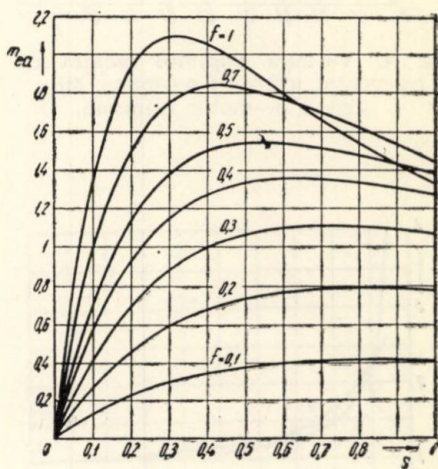


Fig. 3. Cuplul electromagnetic al motorului asincron, $u/f = 1$.

Valorile maxime ale cuplului (fig. 4) reprezintă raportul dintre cuplul maxim obținut pentru o lege oarecare de variație a tensiunii cu frecvența și $(u/f)^2$.

$$\frac{m_{em}}{\left(\frac{u}{f} \right)^2} = |m_m|_{u=f} \quad (3)$$

Impunând ca cuplul maxim să fie același la toate frecvențele și egal cu cuplul maxim de la frecvența nominală $m_{em}=m_{enn}$ rezultă :

$$\frac{u}{f} = \sqrt{\frac{m_{enn}}{m_{em}|_{u=f}}} \quad (4)$$

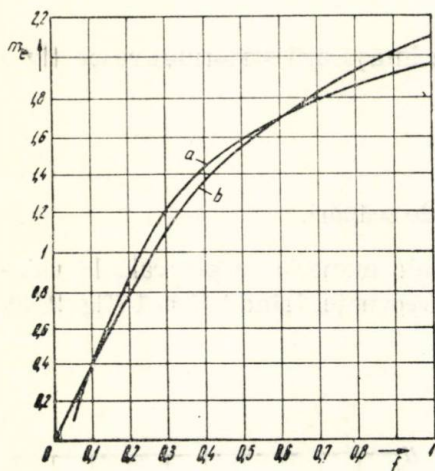


Fig. 4. Variația cuplului maxim cu frecvența, $u/f=1$: a—motor sincron; b—motor asincron.

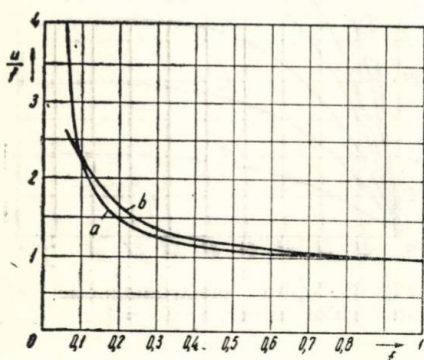


Fig. 5. Raportul optim dintre tensiune și frecvență: a —motor sincron; b —motor asincron.

Această relație împreună cu diagramele din figura 4 permit construirea curbelor din figura 5. Dependența optimă sub aspectul cuplului maxim, între tensiune și frecvență este ilustrată în figura 6.

Curbele din figura 6 pot fi transformate în linii frânate și modelate cu ajutorul unor generatoare de funcții cu diode, care permit stabilirea automată a tensiunii necesare la diferite frecvențe, prin acționarea asupra dispozitivelor de comandă a tiristoarelor.

Pentru motoarele asincrone dependența dintre tensiune și frecvență este liniară în domeniul $f \in 0,1 \div 1$. În cazul particular considerat această dependență se poate scrie :

$$u = 0,15 + 0,85 f$$

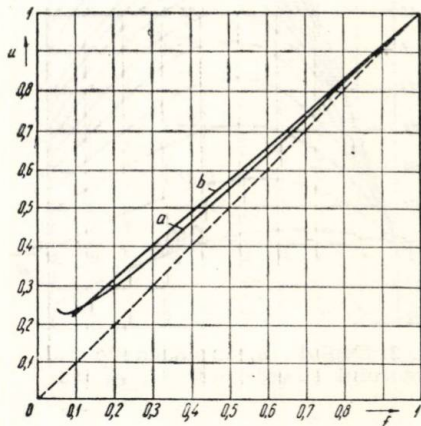


Fig. 6. Tensiune optimă: a —motor sincron; b —motor asincron.

Aplicații numerice :

Calculul numeric care a permis construirea diagramelor din figurile 2 și 3 a fost făcut pe un calculator IBM 360/30 pentru următoarele motoare :

Motor sincron :

$$\begin{aligned}P_n &= 3,5 \text{ kW} \\n &= 1500 \text{ rot/min.} \\U_n &= 250 \text{ V.} \\I_n &= 8 \text{ A} \\r &= 0,0571 \text{ (u.r)} \\x_d &= 0,5805 \text{ (u.r)} \\x_q &= 0,2684 \text{ (u.r)}\end{aligned}$$

Motor asincron :

$$\begin{aligned}P_n &= 4,8 \text{ kW} \\n &= 1500 \text{ rot/min.} \\U_n &= 380 \text{ V} \\I_n &= 10 \text{ A} \\r_1 &= 0,168 \text{ (u.r)} \\r'_2 &= 0,159 \text{ (u.r)} \\x_{l\sigma} &= 0,287 \text{ (u.r)} \\x'_{2\sigma} &= 0,2 \text{ (u.r)} \\x_m &= 7,39 \text{ (u.r)}\end{aligned}$$

Schema logică cu care s-a întocmit programul de calcul al cuplului motorului asincron este identică cu cea pentru motorul sincron [1], în care s-a pus în loc de unghiul de sarcină δ , alunecarea s .

Bibliografie

[1]. MICU EM. : *Program pentru calculul cuplului motorului sincron la turație variabilă cu calculatorul*

electronic numeric. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XII seria A, 1970.

METODA DE CALCUL NUMERIC A CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ÎN INTREFIERUL POMPELOR LINIARE PLANE DE INDUCȚIE

AUREL GOGIOIU

În lucrare se prezintă o metodă de calcul numeric a cîmpului electromagnetic în întrefierul pompelor liniare plane de inducție. Metoda asigură precizie ridicată, datorită folosirii unor ipoteze simplificatoare reale la rezolvarea ecuațiilor diferențiale satisfăcute de mărimile de stare ale cîmpului electromagnetic. Utilizarea unui calculator pentru obținerea soluțiilor conduce la reducerea timpului necesar calculelor. Metoda poate fi folosită atât la proiectare cît și pentru studii cu bune rezultate.

In dem Beitrag wird eine Möglichkeit für die numerischen Berechnungsverfahren des elektromagnetischen Feldes im Luftspalt der linearen flachen Induktionspumpen gezeigt.

Das Verfahren ergibt eine erhöhte Sicherheit durch die Verwendung von vereinfachenden reellen Hypothesen zur Lösung der Differenzialgleichungen des magnetischen Feldes. Die Verwendung der Rechner zur Lösung der Gleichungen führt zur Herabsetzung der für die Berechnungen notwendigen Zeit.

Das Verfahren kann mit guten Ergebnissen sowohl für den Entwurf, als auch für Untersuchungen benützt werden.

1. Introducere.

Pompele liniare plane de inducție sînt folosite în instalațiile industriale pentru vehicularea metalelor lichide.

În figurile 1a și 1b, sînt reprezentate o secțiune longitudinală și respectiv transversală prin întrefierul unei pompe liniare plane de inducție. S-a considerat cazul cînd ambele inductoare (I, I'), sînt bobinate și cînd în întrefier există izolație termică sau electrică (1, 1') un canal metallic din tablă (2, 2') și metalul lichid (3).

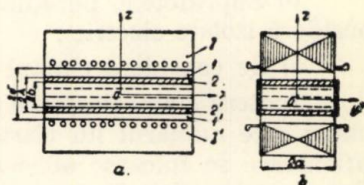


Fig. 1. Secțiune transversală și longitudinală pentru pompa liniară plană.

Figurile prezintă simetrie față de axele de coordonate adoptate. Pentru calculul câmpului electromagnetic în întrefierul pompelor liniare plane de inducție [1, 2, 3, 4] se admit o serie de ipoteze simplificatoare pentru care se introduc în final corecții asupra soluțiilor obținute. Justificarea ipotezelor simplificatoare și a corecțiilor introduse nu poate fi făcută în toate cazurile riguros și de aceea în proiectare pot apărea confuzii.

În această lucrare se propune o metodă de calcul numerică care prezintă precizie ridicată, asigurată prin adoptarea unor ipoteze simplificatoare reale. Rezolvarea problemei cu ajutorul unui calculator numeric conduce și la reducerea timpului necesar calculelor.

2. Rezolvarea ecuațiilor câmpului electromagnetic

Ecuațiile care descriu fenomenele ce au loc în întrefierul pompelor electromagnetice de inducție sînt ecuațiile magnetohidrodinamicii [5]. Pentru regimul cvasistationar și considerînd sistemul de referință fix se obține pentru intensitatea câmpului magnetic ecuația :

$$\frac{\partial \bar{H}}{\partial t} - (\bar{H} \nabla) \bar{v} + (\bar{v} \nabla) \bar{H} = \frac{1}{\mu \sigma} \nabla^2 \bar{H} \quad (1)$$

Rezolvarea ecuației (1), se face introducînd următoarele ipoteze simplificatoare :

a) Metalul lichid se consideră că se deplasează în canal ca un corp solid, viteza avînd componentă numai pe axa 0x ;

b) Inductoarele sînt considerate de lungime infinită cu suprafețele dinspre întrefier netede ;

c) Înfășurările inductoarelor se consideră că sînt infinit subțiri și plasate pe suprafețele inductoarelor. Pătura de curent produsă de aceste înfășurări are componentă numai pe axa 0y. În calcule se va considera numai armonica întia care se poate pune în acest caz sub forma :

$$a_y = A_m \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x \right); \quad (2)$$

d) În cele trei zone nemagnetice din întrefier, permeabilitatea magnetică se consideră aceeași :

$\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_0$, iar permeabilitatea magnetică a oțelului inductoarelor se considera infinită ;

e) Suprafețele pereților canalului perpendiculare pe axa 0y se consideră izolate electric ;

f) Se consideră câmpul magnetic concentrat numai în întrefier.

Ipoteza simplificatoare (a), se poate motiva ușor la metalele lichide, pentru care numărul lui Hartmann este $M_H \gg 10$. Celelalte ipoteze simplificatoare se folosesc obișnuit în problemele ce apar la calculul mașinilor electrice. Este însă necesar să se menționeze că inductoarele pot fi considerate de lungime infinită după axa 0x, numai în cazul în care au înfășurările executate cu număr impar de perechi de poli [6].

Ținând seama de ipotezele simplificatoare de mai sus, ecuația (1) se poate scrie :

$$\nabla^2 \bar{H} = \mu_0 \sigma \left(\frac{\partial \bar{H}}{\partial t} + v \frac{\partial \bar{H}}{\partial x} \right), \quad (3)$$

sau ținând seama și de relația (2), toate mărimile electromagnetice se pot trece în complex sub forma :

$$\dot{G}_{IJ} = \dot{G}_{IJ} e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x)} \quad (4)$$

și se obține pentru intensitatea cîmpului magnetic ecuația :

$$\nabla^2 \dot{H}_{IJ} = \left[\left(\frac{\pi}{\tau} \right)^2 + j \mu_0 \sigma_J \omega \left(1 - \frac{\pi}{\tau} \frac{V_J}{\omega} \right) \right] \dot{H}_{IJ} \quad (5)$$

În ecuația (5) s-a notat cu $\dot{H}_{IJ}(y, z)$ amplitudinea complexă a componentelor intensității cîmpului magnetic ($I = x, y, z$ și $J = 1, 2, 3$). Ultimul indice se ia numai pentru domeniile 1, 2, 3 din figura 1a. Soluțiile pentru domeniile 1' și 2' se deduc din soluțiile ce se obțin pentru domeniile 1 și 2, pe baza simetriei față de planul xOy .

Pentru domeniile 2 și 3 ecuația (5) se poate pune sub forma unei ecuații de difuzie [5]

$$\nabla^2 \dot{H}_{IJ} = \beta_J^2 \dot{H}_{IJ},$$

unde β_J^2 este expresia din paranteza dreaptă din relația (5) iar $J = 2, 3$.

Pentru rezolvarea problemei sînt necesare condițiile de frontieră pentru $z = \pm \delta$, și pentru $y = \pm a$. Ținând seama de ipoteza simplificatoare (d) se obține :

$$\dot{H}_x(y, z) = A_m \quad (z = \delta) \quad (6)$$

Dacă se ține seama și de ipoteza simplificatoare (f), componenta longitudinală a cîmpului magnetic trebuie să treacă prin zero pentru $y = \pm a$ și, conform relației (6), este necesar ca pentru amplitudinea păturii de curent să se admită legea de variație din figura 2, care se poate scrie sub forma :

$$A_m = \frac{4}{\pi} A \sqrt{2} \sum_{N=0}^{\infty} \frac{(-1)^N}{2N+1} \cos \frac{2N+1}{2a} \pi y \quad (7)$$

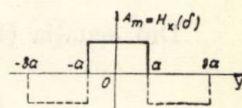


Fig. 2. Legea de variație a păturii liniare de curent.

Ținând seama ipotezele simplificatoare (d) și (f), se obțin în final condițiile de frontieră următoare :

$$\dot{H}_{x1} = A_m \quad (z = \delta ; y < \pm a) \quad (8)$$

$$\dot{H}_{x1} = 0 \quad (z = \delta ; y = a) \quad (9)$$

Soluțiile pentru regiunea izolației termice ($J = 1$)

Deoarece $\sigma_1 = 0$, se poate scrie :

$$\operatorname{rot} \dot{\underline{H}}_1 = 0, \quad (10)$$

$$\operatorname{div} \dot{\underline{H}}_1 = 0, \quad (11)$$

$$\dot{\underline{H}}_1 = -\nabla \dot{\underline{V}}_m \quad (12)$$

unde $\dot{\underline{V}}_m$ este potențialul magnetic scalar ce poate fi scris sub forma dată de relația (4)

$$\dot{\underline{V}}_m = \dot{V}_m e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x)} \quad (13)$$

Din relațiile (11) și (12), se deduce :

$$\nabla^2 \dot{\underline{V}}_m = 0 \quad (14)$$

sau

$$-\frac{\pi^2}{\tau^2} \dot{V}_m + \frac{\partial^2 \dot{V}_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{V}_m}{\partial z^2} = 0 \quad (15)$$

Soluția generală a acestei ecuații este :

$$\dot{V}_m = \sum_{N=0}^{\infty} (A_N \cos \beta_N y + B_N \sin \beta_N y) (C_N \operatorname{ch} \gamma_N z + D_N \operatorname{sh} \gamma_N z) \quad (16)$$

Înlocuind în ecuația (15) soluția (16), se obține condiția de separare a variabilelor :

$$-\frac{\pi^2}{\tau^2} - \beta_N^2 + \gamma_N^2 = 0 \quad (17)$$

Din ecuația (12), pentru componentele pe axa Ox, se obține :

$$\dot{H}_{x1} = -\frac{\partial \dot{V}_m}{\partial x} = j \frac{\pi}{\tau} \dot{V}_m e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x)},$$

$$\dot{H}_{x1} = j \frac{\pi}{\tau} \sum_{N=0}^{\infty} (A_N \cos \beta_N y + B_N \sin \beta_N y) (C_N \operatorname{ch} \gamma_N z + D_N \operatorname{sh} \gamma_N z).$$

Din relațiile (7) și (8), se observă că $\dot{H}_{x1}$ este funcție pară de y , deci $B_N = 0$. Se poate lua arbitrar $A_N = 1$ și rezultă :

$$\dot{V}_m = \sum_{N=0}^{\infty} (C_N \operatorname{ch} \gamma_N z + D_N \operatorname{sh} \gamma_N z) \cos \beta_N y \quad (18)$$

Ținând seama de relația (12), se obțin :

$$\begin{aligned}\dot{H}_{x1} &= j \frac{\pi}{\tau} \sum_{N=0}^{\infty} (C_N \operatorname{ch} \gamma_N z + D_N \operatorname{sh} \gamma_N z) \cos \beta_N y; \\ \dot{H}_{y1} &= \sum_{N=0}^{\infty} \beta_N (C_N \operatorname{ch} \gamma_N z + D_N \operatorname{sh} \gamma_N z) \sin \beta_N y; \\ \dot{H}_{z1} &= \sum_{N=0}^{\infty} \gamma_N (C_N \operatorname{sh} \gamma_N z + D_N \operatorname{ch} \gamma_N z) \cos \beta_N y\end{aligned}\quad (19)$$

Cu condiția de frontieră (9) și $\dot{H}_{x1}$ din (19) se obține :

$$\cos \beta_N a = 0, \quad \beta_N = \frac{2N+1}{a} \pi, \quad (N = 0, 1, 2, \dots) \quad (20)$$

Din relațiile (17) și (20) se determină constanta γ_N .

Soluțiile pentru regiunile conductoare ($J = 2, 3$)

Deoarece

$$\sigma_J \neq 0,$$

$$\operatorname{rot} \underline{\dot{H}}_J = \underline{\dot{J}}_J, \quad (21)$$

$$\operatorname{div} \underline{\dot{H}}_J = 0, \quad (22)$$

$$\nabla^2 \dot{H}_{1J} = \left[\left(\frac{\pi}{\tau} \right)^2 + j \mu_0 \sigma_J s_J \omega \right] \dot{H}_{1J}. \quad (23)$$

În ecuația (23) alunecarea s_J are forma dată în ecuația (5)

$$s_J = 1 - \frac{\pi}{\omega \tau} v_J \quad (24)$$

Pentru peretele canalului ($J = 2$, $v_2 = 0$, $s_2 = 1$) soluția generală a ecuației (23) este :

$$\dot{H}_{12} = \sum_{N=0}^{\infty} (F_{1N} \cos \beta_N y + G_{1N} \sin \beta_N y) (K_{1N} \operatorname{ch} \eta_N z + L_{1N} \operatorname{sh} \eta_N z)$$

Înlocuind în ecuația (23) se obține condiția de separare a variabilelor :

$$\left[\left(\frac{\pi}{\tau} \right)^2 + j \mu_0 \sigma_2 \omega \right] - \beta_N^2 + \eta_N^2 = 0 \quad (25)$$

Ținând seama că variația după y a amplitudinilor complexe este de aceeași formă, atât în izolația termică cât și în pereții canalului rezultă $G_{xN}=F_{yN}=G_{zN}=0$. Se poate lua arbitrar $F_{xN}=G_{yN}=F_{zN}=1$ și se obține :

$$\begin{aligned}\dot{H}_x &= \sum_{N=1}^{\infty} (K_{xN} \operatorname{ch} \eta_N z + L_{xN} \operatorname{sh} \eta_N z) \cos \beta_N y ; \\ \dot{H}_{y2} &= \sum_{N=1}^{\infty} (K_{yN} \operatorname{ch} \eta_N z + L_{yN} \operatorname{sh} \eta_N z) \sin \beta_N y ; \\ H_{z2} &= \sum_{N=1}^{\infty} (K_{zN} \operatorname{ch} \eta_N z + L_{zN} \operatorname{sh} \eta_N z) \cos \beta_N y .\end{aligned}\quad (26)$$

Soluțiile pentru domeniul 3 se obțin analog cu soluțiile (26) ținând seama și de simetria față de planul xOy . Se obține :

$$\begin{aligned}\dot{H}_{x3} &= \sum_{N=0}^{\infty} N_{xN} \operatorname{sh} \lambda_N z \cos \beta_N y ; \\ \dot{H}_{y3} &= \sum_{N=0}^{\infty} N_{yN} \operatorname{sh} \lambda_N z \sin \beta_N y ; \\ \dot{H}_{z3} &= \sum_{N=0}^{\infty} M_{zN} \operatorname{ch} \lambda_N z \cos \beta_N y ;\end{aligned}\quad (27)$$

Condiția de separare a variabilelor pentru soluțiile (27) este

$$-\left[\left(\frac{\pi}{\tau}\right)^2 + j\mu_0 \tau_3 s_3 \omega\right] - \beta_N^2 + \eta_N^2 = 0 \quad (28)$$

Soluțiile (19), (26), (27) conțin 11 constante complexe de integrare care se determină folosind următoarele relații :

- condiția de frontieră (8), cu A_m din relația (7) și $\dot{H}_{x1}$ din (19) ;
- condiția de conservare a componentelor tangențiale și normale ale intensității cîmpului magnetic pe suprafețele de separație $z = \Delta$ și $z = b$;
- condiția exprimată de relația (22) pentru $J = 2, 3$;
- condiția de conservare a componentei tangențiale a intensității cîmpului electric pe suprafața $z = b$.

Se obține sistemul de ecuații :

$$j \frac{\pi}{\tau} (C_N \operatorname{ch} \gamma_N \delta + D_N \operatorname{sh} \gamma_N \delta) = \frac{4 \sqrt{2}}{\pi} \frac{(-)^N}{2N+1} ;$$

$$j \frac{\pi}{\tau} (C_N \operatorname{ch} \gamma_N \Delta + D_N \operatorname{sh} \gamma_N \Delta) = K_{xN} \operatorname{ch} \eta_N \Delta + L_{xN} \operatorname{sh} \eta_N \Delta ;$$

$$\beta_N (C_N \operatorname{ch} \gamma_N \Delta + D_N \operatorname{sh} \gamma_N \Delta) = K_{yN} \operatorname{ch} \eta_N \Delta + L_{yN} \operatorname{sh} \eta_N \Delta ;$$

$$-\gamma_N (C_N \operatorname{sh} \gamma_N \Delta + D_N \operatorname{ch} \gamma_N \Delta) = K_{zN} \operatorname{ch} \eta_N \Delta + L_{zN} \operatorname{sh} \eta_N \Delta ;$$

$$K_{xN} \operatorname{ch} \eta_N b + L_{xN} \operatorname{sh} \eta_N b = N_{xN} \operatorname{sh} \lambda_N b ;$$

$$K_{yN} \operatorname{ch} \eta_N b + L_{yN} \operatorname{sh} \eta_N b = N_{yN} \operatorname{sh} \lambda_N b ;$$

$$K_{zN} \operatorname{ch} \eta_N b + L_{zN} \operatorname{sh} \eta_N b = M_{zN} \operatorname{ch} \lambda_N b ;$$

$$-j \frac{\pi}{\tau} K_{xN} + \beta_N K_{yN} + \eta_N L_{zN} = 0 ;$$

$$-j \frac{\pi}{\tau} L_{xN} + \beta_N L_{yN} + \eta_N K_{zN} = 0 ;$$

$$M_{zN} = \frac{1}{\lambda_N} \left(j \frac{\pi}{\tau} N_{xN} - \beta_N N_{yN} \right) ;$$

$$\sigma_3 [(\eta_N L_{yN} + \beta_N K_{zN}) \operatorname{ch} \eta_N b + (\eta_N K_{yN} + \beta_N L_{zN}) \operatorname{sh} \eta_N b] =$$

$$= \sigma_2 (\beta_N M_{zN} + \lambda_N N_{yN}) \operatorname{ch} \lambda_N b.$$

3. Rezolvarea ecuațiilor pe un calculator numeric

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (29) s-a folosit calculatorul IBM 360/30. Deoarece acest calculator operează numai cu numere reale a fost necesar ca în fiecare ecuație să se separe partea reală de partea imaginară, obținându-se astfel din fiecare ecuație în complex, două ecuații distincte cu necunoscutele reale. A rezultat în final un sistem neomogen de 22 ecuații cu 22 de necunoscute, care s-a putut scrie sub forma :

$$BL_N(I) = \sum_{J=1}^{22} A_N(I, J) \cdot X_N(J) , \quad (I=1, 2, \dots, 22) \quad (29)$$

în care $BL_N(I)$ sînt termenii liberi, $A_N(I, J)$ sînt coeficienții necunoscutelor $X_N(J)$ iar N indică ordinul armonicii pentru care s-a scris sistemul.

Calcululele efectuate de mașină pentru o armonică oarecare N au avut trei faze distincte și anume :

a) calculul constantelor β_N , γ_N și a părților reală și imaginară a constantelor complexe de propagare η_N și λ_N ;

b) calculul coeficienților $A_N(I, J)$ și a termenilor liberi $BL(I)$;

c) rezolvarea sistemului de ecuații (29) prin metoda eliminării [7] și verificarea soluțiilor $X(I)$ obținute.

Calcululele se pot repeta pentru un număr oricît de mare de armonici introducînd instrucțiuni de ciclare în programul sursă. De asemenea pentru o armonică oarecare dată, adică pentru un N dat, se pot repeta calculele pentru unul sau mai mulți parametri. În cadrul acestei lucrări s-au repetat calculele pentru alunecarea s .

Datele numerice citite de pe cartele înainte de executarea programului au fost următoarele: $\gamma = 0,09$ m; $2a = 0,12$ m; $\sigma_2 = 1,333333 \cdot 10^6$ s/m; $\sigma_3 = 0,967 \cdot 10^6$ s/m; $b = 0,0025$ m; $\Delta = 0,003$ m; $\delta = 0,0035$ m. Pătura de curent luată în considerare a fost $A = 25.050$ A/m.

Constantele, constantele de propagare și constantele de integrare, calculate conform celor de mai sus, au fost scrise pe discuri magnetice de unde pot fi citite ca date de intrare pentru un alt program. De exemplu, programul pentru calculul inducției magnetice și a densității de curent în mai multe puncte din întrefier, care s-a și executat. În cadrul acestui program s-a calculat $\text{Re}\{B_{13}\}$ și $\text{Im}\{B_{13}\}$ cu ajutorul relațiilor ce au rezultat la separarea părții reale de partea imaginară a soluțiilor (27).

În figura 3 se dă variația după axa Oy pentru $\text{Re}\{B_{23}\}$ și $\text{Im}\{B_{23}\}$. Variația acestora după axa Oz în cazul considerat este foarte mică și nu s-a mai reprezentat.

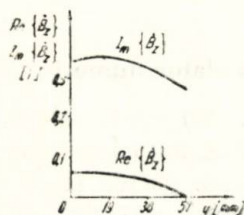


Fig. 3. Variația după axa Oy pentru $\text{Re}\{B_{23}\}$ și $\text{Im}\{B_{23}\}$

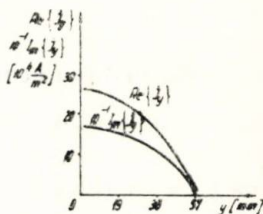


Fig. 4. Variația după axa Oy pentru $\text{Re}\{J_{y3}\}$ și $\text{Im}\{J_{y3}\}$

Analog s-a putut calcula și $\text{Re}\{J_{13}\}$ și $\text{Im}\{J_{13}\}$. În figura 4 s-a reprezentat variația după axa Oy pentru $\text{Re}\{J_{y3}\}$ și $\text{Im}\{J_{y3}\}$.

Pentru ambele figuri valorile care au determinat punctele prin care s-au dus curbele s-au calculat pentru $z = 0$, $s = 0,75$ și luînd în considerare la însumare primele zece armonici. Constantele și constantele de integrare au fost cele determinate în exemplul de mai sus.

Concluzii

Metoda de calcul numeric a cîmpului electromagnetic în întrefierul pompelor liniare plane poate fi folosită atît pentru proiectare cît și pentru

studii. În ultimul caz este necesar să se realizeze mai multe variante de calcul din care să se poată urmări modificările soluțiilor în funcție de variația unui parametru. De exemplu acesta poate fi lățimea canalului 2a, rezistivitatea metalului lichid σ_3 , etc.

Bibliografie

- [1]. TIUTIN, I. A. : *Electromagnitnie nassosî dlia jidkih metallov*. Riga, 1959.
- [2]. OHREMENKO, N. M. : *Electromagnitnie iavlenia v ploskih inductionnih nasosah dlia jidkih metallov*. Elektricesstvo, 81, nr. 3, 1960, p. 48—55.
- [3]. OHREMENKO, N. M. : *Magnitnoe pole ploskogo inductionnogo nasosa*. Elektricesstvo, 85, nr. 9, 1964, p. 18—26.
- [4]. VERTE, L. A. : *Electromagnitnii transport jidkovo metalla*, Izdatel'stvo Metalurghia, Moskva, 1965.
- [5]. Nicolaide, A. : *Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică*. Editura tehnică, București, 1968.
- [6]. DÎMBOIU, E. : *Studiul cîmpului electromagnetic în întrefierul și miezul statorului unui motor liniar cu cîmp mobil*. Electrotehnica 18, nr. 3, 1970, p. 77—83.
- [7]. LEDLEY, R. S. : *Programarea și utilizarea calculatoarelor numerice*, Editura tehnică, București, 1968.

UNELE CONSIDERAȚII ASUPRA ERORILOR COMPARATORULUI MAGNETIC DE CURENT

WILIBALD SZABO

În lucrare se face o analiză detaliată a erorilor comparatorului magnetic de curent și se deduce o expresie mai generală a acestor erori avînd în vedere atît inductivitățile de dispersie cît și capacitățile proprii ale înfășurărilor. Din relația stabilită rezultă concluzii importante cu privire la construcția comparatorului. În încheiere se dau date asupra unui comparator realizat în cadrul laboratorului de măsurări electrice și se indică erorile acestuia, determinate experimental.

Dans ce travail on fait une analyse détaillée des erreurs du comparateur magnétique de courant et on y déduit une expression plus générale de ces erreurs ayant en vue tant les inductances de dispersion comme aussi les capacités propres des enroulements. De cette relation établie résultent d'importantes conclusions concernant la construction du comparateur. Enfin on donne des indications sur un comparateur réalisé dans le laboratoire de mesures électriques comme aussi sur les erreurs de celui-ci déterminés expérimentalement.

Comparatorul magnetic de curent, conceput și perfecționat în cursul ultimilor 10 ani, constituie în prezent un dispozitiv extrem de util în tehnica măsurărilor electrice de mare precizie. Noile aparate și instalații de măsurare bazate pe utilizarea comparatorului reprezintă o abordare radical nouă a problemelor măsurărilor de precizie în curent continuu și alternativ.

În literatura de specialitate au apărut numeroase studii care se referă la diverse aspecte legate de construcția, funcționarea și erorile comparatorului magnetic de curent [1 ÷ 6].

În această lucrare se face o analiză detaliată a erorilor comparatorului și se deduce o expresie mai generală a acestor erori, din care rezultă concluzii importante privind construcția comparatorului de curent.

1. Generalități

Comparatorul magnetic de curent este un dispozitiv stabil și foarte sensibil utilizat în special la măsurarea cu mare precizie a raportului dintre doi curenți alternativi. Însă, el poate fi folosit cu succes și ca detector al echilibrului amperspirelor în scheme de punte.

Comparatorul este constituit dintr-un miez toroidal din material feromagnetic cu permeabilitate inițială mare, pe care sînt dispuse patru înfășurări uniform distribuite : două înfășurări principale cu w_1 și w_2 spire, o înfășurare auxiliară cu w_3 spire și o înfășurare de detecție cu w_0 spire.

Dacă comparatorul se utilizează la determinarea raportului a doi curenți, înfășurările principale vor fi parcurse de curenții i_1 și i_2 care se compară, iar înfășurarea de detecție, conectată la un indicator de nul cu impedanță internă ridicată, va indica anularea fluxului magnetic din miez. La echilibru, raportul curenților va fi egal cu raportul numerelor de spire care, în mod evident, este independent de factorii perturbatori și stabil în timp :

$$\frac{i_1}{i_2} = - \frac{w_2}{w_1} \quad (1)$$

O eventuală abatere a raportului $\frac{i_1}{i_2}$ față de raportul $\frac{w_2}{w_1}$ poate fi compensată trecînd prin înfășurarea auxiliară w_3 un curent cunoscut i_3 , variabil în modul și fază. Curentul i_3 va fi proporțional cu diferența dintre curenții care se compară.

Dacă comparatorul este utilizat în scheme de punte, prin înfășurările principale w_1 , w_2 și eventual prin cea auxiliară w_3 vor trece curenții i_1 , i_2 , respectiv i_3 din ramurile punții. În situația de echilibru, care se obține variînd doi parametri ai punții, va fi satisfăcută relația :

$$w_1 I_1 + w_2 I_2 + w_3 I_3 = 0. \quad (2)$$

Comparatorul poate avea în acest caz mai mult de patru înfășurări, pentru a putea compara mai mulți curenți.

2. Erorile comparatorului magnetic de curent

Principalele surse de erori ale comparatorului magnetic de curent sînt :

- dispersia magnetică a sistemului de înfășurări și neuniformitățile în caracteristicile magnetice ale miezului (erori de natură magnetică) ;
- capacitățile proprii ale înfășurărilor și cuplajele capacitive care există între înfășurări și față de masă (erori de natură capacitivă).

La frecvența de 50 Hz sînt preponderente erorile magnetice, în timp ce la frecvențe înalte sînt mai importante cele capacitive.

După cum s-a arătat, condiția de echilibru a comparatorului, exprimată în general prin relația (2), se verifică prin anularea tensiunii la bornele înfășurării de detecție. Totuși, anularea acestei tensiuni nu garantează, în mod absolut, satisfacerea condiției de echilibru, datorită existenței fluxurilor de dispersie ale celor trei înfășurări.

Tensiunea electromotoare indusă în înfășurarea de detecție este

$$\underline{U}_0 = -j\omega \underline{\Phi}_0, \quad (3)$$

unde Φ_0 reprezintă fluxul total care înlanțuie cele w_0 spire ale înfășurării :

$$\Phi_0 = L_{01} I_1 + L_{02} I_2 + L_{03} I_3, \quad (4)$$

L_{01} , L_{02} și L_{03} fiind inductivitățile mutuale dintre înfășurările w_1 , w_2 , w_3 și înfășurarea de detecție w_0 .

Introducând în (4) inductivitățile de dispersie ale înfășurării de detecție în raport cu celelalte trei înfășurări :

$$L_{d01} = L_{00} - \frac{w_0}{w_1} L_{01} ; L_{d02} = L_{00} - \frac{w_0}{w_2} L_{02} ; L_{d03} = L_{00} - \frac{w_0}{w_3} L_{03} , \quad (5)$$

se obține :

$$\Phi_0 = \frac{1}{w_0} (w_1 I_1 + w_2 I_2 + w_3 I_3) - \frac{1}{w_0} (w_1 L_{d01} I_1 + w_2 L_{d02} I_2 + w_3 L_{d03} I_3). \quad (6)$$

Se observă din această relație că anularea amperspirelor totale $w_1 I_1 + w_2 I_2 + w_3 I_3$ nu duce, în general, la anularea fluxului Φ_0 respectiv a tensiunii U_{e0} și invers. Aceasta se obține în cazul particular în care inductivitățile de dispersie sînt nule sau egale între ele :

$$L_{d01} = L_{d02} = L_{d03} = L_d .$$

În această situație :

$$\Phi_0 = \frac{1}{w_0} (L_{00} - L_d) (w_1 I_1 + w_2 I_2 + w_3 I_3) \quad (7)$$

Dacă inductivitățile de dispersie sînt diferite, condiția de echilibru a comparatorului va fi exprimată prin relația :

$$w_1 I_1 (L_{00} - L_{d01}) + w_2 I_2 (L_{00} - L_{d02}) + w_3 I_3 (L_{00} - L_{d03}) = 0. \quad (8)$$

Investigațiile experimentale detaliate efectuate asupra mai multor miezuri confecționate din bandă [2], au arătat că erorile de natură magnetică sînt determinate și de variația permeabilității μ a torului din punct în punct, față de valoarea medie. Această variație se poate împărți în două componente :

— componenta de neuniformitate cauzată de neomogenitatea materialului și care poate ajunge la 5—10 % ;

— componenta de neliniaritate, care este funcție de inducție și care este cauzată de concentrațiile locale de flux, provenite din neregularitățile în distribuția înfășurărilor principale.

Înfășurările comparatorului fiind așezate foarte aproape unele de altele, nu pot fi neglijate capacitățile distribuite existente între înfășurări, precum și între acestea și masă. Datorită curenților capacitivi determinați de existența diferențelor de potențial între aceste elemente, curentul ce intră într-o bornă a unei înfășurări nu este egal cu cel care iese prin cealaltă bornă. Ca urmare, amperspirele produse de fiecare în-

fășurare nu sînt perfect egale cu produsul numărului de spire și curentul ce intră într-o bornă a acesteia.

Curenții capacitivi depind de condițiile de potențial ale înfășurărilor și astfel erorile capacitive vor fi dependente de aceste condiții.

Este deosebit de dificil să se facă un studiu teoretic riguros al erorilor comparatorului magnetic, ținînd cont simultan de toți factorii care intervin. Într-o serie de lucrări apărute în ultimii ani [1, 2, 3, 5, 6] se analizează erorile magnetice, respectiv cele capacitive, independent unele de altele. În cele ce urmează se deduce o expresie a erorii totale ε a comparatorului, definită prin relația :

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{w_2}{w_1} (1 + \varepsilon), \quad (9)$$

luînd în considerație inductivitățile de dispersie și capacitățile proprii ale înfășurărilor principale, presupuse perfect ecranate față de înfășurarea de detecție.

Dacă R_m reprezintă reluctanța magnetică a miezului toroidal al comparatorului, r_1 și r_2 — rezistențele înfășurărilor w_1 și w_2 , iar C_1 , C_2 capacitățile proprii ale acestora, se obține următoarea expresie pentru eroarea ε (v. anexa) :

$$\begin{aligned} \varepsilon = R_m \frac{L_{d01} - L_{d02}}{w_0^2} - \omega^2 (C_1 L_{d12} - C_2 L_{d21}) + j\omega (r_1 C_1 - r_2 C_2) - \\ - \omega^2 (L_{d01} - L_{d02}) \frac{w_1^2 C_1 + w_2^2 C_2}{w_0^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Această relație prezintă importanță în special prin faptul că permite stabilirea unor măsuri constructive ce trebuie luate pentru obținerea unei precizii ridicate și anume :

— miezul magnetic toroidal să fie executat dintr-un material cu permeabilitate inițială ridicată ;

— înfășurările să fie uniform distribuite pe miez, înfășurarea de detecție fiind plasată sub înfășurările principale ;

— înfășurările principale și cea auxiliară să ocupe, pe cît posibil, aceeași poziție față de înfășurarea de detecție ;

— rezistențele și capacitățile parazite ale înfășurărilor să fie cît mai mici.

La o execuție îngrijită a comparatorului, dacă se respectă condițiile de mai sus, erorile nu vor fi mai mari de 10^{-6} .

În afara erorilor analizate mai sus, alte erori pot proveni din echilibrarea imperfectă a comparatorului ; însă, datorită sensibilității ridicate aceste erori sînt neglijabile. De asemenea, poate fi neglijată influența cîmpurilor electrice și magnetice exterioare. Totuși, la comparatoarele de mare precizie se prevăd ecrane sau se iau alte măsuri de protecție împotriva acestor cîmpuri.

3. Realizări experimentale

În cadrul laboratorului de măsurări electrice al Institutului politehnic Braşov a fost realizat un comparator magnetic de curent destinat în special pentru scheme de punţi. La execuţia acestuia s-au avut în vedere concluziile practice care au rezultat din analiza erorilor comparatorului, cu scopul de a obţine o precizie cât mai ridicată.

Materialul magnetic utilizat pentru miezul toroidal al comparatorului a fost HYPERM-800, cu permeabilitatea iniţială 40000 şi permeabilitatea maximă 175000. Miezul s-a introdus într-o casetă de protecţie din stiplex, pe care s-a bobinat, uniform distribuit, înfăşurarea de detecţie formată din 1500 spire. Între înfăşurarea de detecţie şi celelalte înfăşurări s-a prevăzut un ecran din permalloy cu molibden de tip 79 HM.

Înfăşurările secundară şi auxiliară s-au bobinat simultan cu două conductoare în paralel, fiecare din ele avînd 500 spire, împărţite în patru straturi cu 130, 125, 125, respectiv 2×60 spire. Înfăşurarea primară s-a realizat în două straturi: primul compus din 12 secţiuni a câte 5 spire fiecare, iar al doilea — dintr-o spirală formată din patru conductoare în paralel, distribuite simetric pe tor. Există astfel posibilitatea de a obţine diverse rapoarte între numerele de spire ale celor trei înfăşurări. De exemplu, la utilizarea comparatorului în scheme de punte se pot realiza rapoarte între 1 : 1 şi 1 : 1000.

S-au determinat experimental erorile comparatorului printr-o metodă de autoetalonare [6, 7]. Rezultatele obţinute sînt redată, sub formă

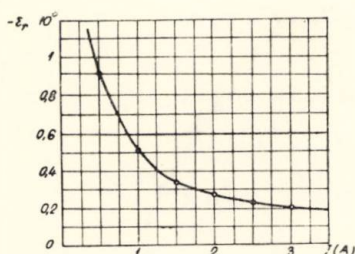


Fig. 1

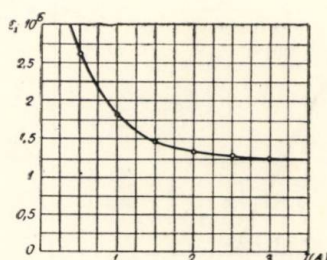


Fig. 2

de diagrame, în figurile 1 şi 2. Aici ε_r reprezintă partea reală, iar ε_i — partea imaginară a erorii complexe ε . Se constată că erorile sînt de ordinul 10^{-6} , deci cu totul neglijabile.

4. Concluzii

Expresia generală a erorilor, dedusă în lucrarea de faţă, a permis stabilirea unor măsuri de ordin constructiv ce trebuie avute în vedere la realizarea unui comparator magnetic de curent. Comparatorul construit pe baza concluziilor rezultate din această analiză este caracterizat de erori

propriei expresii de mici (de ordinul 10^{-6}), putând fi utilizat în diverse instalații de măsurare de mare precizie.

A n e x ă

Aplicând teoremele lui Kirchhoff schemei de calcul din figura 3, se obține :

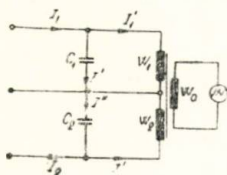


Fig. 3

$$\frac{I_1'}{Y_1} = Z_{11} I_1' + Z_{12} I_2' ; \quad \frac{I_2''}{Y_2} = Z_{22} I_2'' + Z_{12} I_1' \quad (11)$$

$$I_1 = I_1' + I_1'' ; \quad I_2 = I_2' + I_2''$$

unde

$$Z_{11} = r_1 + j\omega L_{11} ; \quad Z_{22} = r_2 + j\omega L_{22} ; \quad Z_{12} = j\omega L_{12} ;$$

$$Y_1 = j\omega C_1 \quad \text{și} \quad Y_2 = j\omega C_2$$

Rezolvînd sistemul (11) în raport cu I_1' , I_2' și înlocuind expresiile obținute în condiția de echilibru :

$$U_{eo} = Z_{01} I_1' + Z_{02} I_2' = 0 ,$$

rezultă :

$$\frac{I_1'}{I_2'} = \frac{w_2}{w_1} (1 + \varepsilon) = \frac{Z_{02} + (Z_{02} Z_{11} - Z_{01} Z_{12}) Y_1}{Z_{01} + (Z_{01} Z_{22} - Z_{02} Z_{12}) Y_2} \quad (12)$$

Întrucît $\left| \left(Z_{22} - \frac{Z_{02}}{Z_{01}} Z_{12} \right) Y_2 \right| \ll 1$, eroarea ε va fi :

$$\varepsilon = \frac{w_1}{w_2} \frac{Z_{02}}{Z_{01}} - 1 + \frac{w_1}{w_2} \left(\frac{Z_{02}}{Z_{01}} Z_{11} - Z_{12} \right) Y_1 - \left(Z_{22} - \frac{Z_{02}}{Z_{01}} Z_{12} \right) Y_2 \quad (13)$$

Ținînd cont că :

$$L_{mn} = \frac{w_m}{w_n} (L_{n1} - L_{dnm}) = \frac{w_n}{w_m} (L_{mm} - L_{dnn}) ,$$

după mai multe transformări expresia (13) ia forma (10).

Bibliografie

[1]. KUSTERS, N. L., MOORE, W. J. M.: *The current comparator and its application to the absolute calibration of current transformers*. Trans. AIEE, Power Apparatus and Systems, vol. 80, apr. 1961, p. 94—104.

[2]. MILJANIC, P. N., KUSTERS, N. L., MOORE W. J. M.: *The development of the current comparator, a high — accuracy a — c ratio measuring device*. Trans. AIEE, Communication and Electronics, vol. 81, nov. 1962, p. 359—368.

- [3]. MILLEA, A., STOICA, A., GRUIA, N.: *The use of inductive current comparators for precise measurements*. Acta IMEKO, 1964, vol. III, p. 263—276.
- [4]. MILLEA, A., BUZATU, C.: *On errors of transformer — arm bridges*. Acta IMEKO, 1967, p. 499—506.
- [5]. TOSATO, F., ZANINI, A.: *Sui comparatori magnetici di corrente*. L'Elettrotecnica, vol. 55, nr. 7, iul 1968, p. 488—495.
- [6]. THURLEY, F.: *Stromkomparator nach dem Prinzip der Amperewindungswaage für Frequenzen bis 10 kHz*. ETZ — A, vol. 87, H. 9, 1966, p. 297—300.
- [7]. SZABO, W.: *Contribuții la studiul teoretic și experimental al măsurării pierderilor magnetice în tole prin metoda punții*. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1970.

STUDIUL CANALELOR FOLOSITE ÎN MAȘINILE M.H.D. DE CURENT ALTERNATIV

MARIAN TAȚA

În articol se studiază dependența curentului din înfășurările mașinilor M. H. D. funcție de grosimea canalului folosit. Se calculează pierderile de putere și pierderile hidraulice în diferite canale, indicându-se construcțiile cele mai avantajoase.

Se studiază diferitele efecte negative întâlnite în metalul lichid și se indică rezultatele experimentale obținute în urma încercării mai multor tipuri de canale.

In the paper it is studied the current dependence of the coils of M. H. D. machines by the used channel higher. It is computed the power and hydraulic losses in different channels by indicating the most advantageous constructions.

Different negative effects existing in the fluid metal is studied and it is indicated the experimental results obtained after trying a lot of types of channels.

Se poate considera că în stadiul actual de dezvoltare al mașinilor M.H.D., se cunoaște o mare parte a problemelor teoretice și eforturi însemnate sînt îndreptate spre rezolvarea problemelor de optimizare, a problemelor tehnologice și a aplicării practice, industriale. Studiul canalelor M.H.D. presupune abordarea unor probleme complexe de pătrundere a cîmpului electromagnetic, de termodinamică și de hidrodinamică.

În literatură s-a studiat efectul tipului de canal folosit asupra caracteristicilor de funcționare ale pompei.

În cele ce urmează se va preciza acest aspect și se vor indica și rezultatele obținute pînă în prezent în urma experimentării mai multor tipuri de canale.

1. Influența înălțimii întrefierului asupra curentului total din înfășurarea inductorului.

În funcție de temperatură, debitul și presiunea metalului lichid vehiculat, canalele vor avea pereții de grosimi foarte diferite. Metalul lichid, pereții canalului și izolația termică și electrică ocupă în întregime întrefierul și determină înălțimea totală a acestuia.

Pentru alegerea tipului de înfășurare este foarte importantă cunoașterea valorii exacte a curentului total din înfășurările inductorului și deci dependența sa de întrefierul total al mașinii :

$$I = \sqrt{(I_{\mu} + I'_{1r})^2 + I'^2_{2a}} \quad (1)$$

în care

$$I_{\mu} = \frac{pF}{\frac{m}{2} 0,9 k_{ww}} \quad (1a) \text{ — curentul de magnetizare pe fază ;}$$

$$I'_{1r} = \frac{Q_e k_e}{3 U \cdot s} \quad (1b) \text{ — componenta reactivă a curentului indus în metalul lichid, raportat la înfășurarea inductorului ;}$$

$$I'_{2a} = \frac{P_e k_e}{3 U \cdot s} \quad (1c) \text{ — componenta activă a curentului indus în metalul lichid, raportat la înfășurarea inductorului ;}$$

$$F = 0,8 \cdot k_c \cdot k_{\tau} \cdot k_{\Delta} \cdot \delta \cdot B \quad (1d) \text{ — tensiunea magnetică pe pol ;}$$

$$k_c = \frac{t_c}{t_c - \gamma \delta} \quad (1e) \text{ — coeficientul lui Carter ;}$$

unde .

$$\gamma = \frac{\left(\frac{b_{01}}{\delta}\right)^2}{s + \frac{b_0}{\delta}} ;$$

$$k_{\tau} = \frac{\frac{\pi \delta}{\text{sh } \frac{2}{\delta}}}{\frac{\pi \delta}{\epsilon}} \quad (1f) \text{ — coeficientul de dispersie al fluxului de lucru ;}$$

$$k_{\Delta} = 1 - \frac{\frac{\pi a}{\text{th } \frac{\pi a}{\tau}}}{\frac{\pi a}{\tau}} \quad (1g) \text{ — coeficientul efectului de contur transversal ;}$$

$$k_c = \frac{u_c}{u} = \frac{Z}{x_{\mu}} \text{ — coeficientul tensiunii electromotoare ;}$$

2δ — întrefierul total al mașinii ;

$2 a$ — lățimea zonei active a canalului ;

P_e, Q_e — puterea activă și reactivă consumată în metalul lichid.

În expresia lui I ponderea o dă I_{μ} ($I_{\mu} \approx I_0$).

Tabelul 1

δ	mm	1—3	4,5—5,5	9—10,5	15—16	21—23	26—2
IOA	A	6,7	14,5	22,05	30,8	38,1	43,9
IOB	A	6,05	13	19,6	27	33,1	37,5
IOC	A	6,65	14,4	22	30,3	37,9	43,4

În tabelul 1 se dau datele experimentale ale încercării la mers în gol a pompei de inducție prezentate în lucrarea [5]. Graficul din figura 1 indică dependența curentului de mers în gol funcție de întrefierul total. Încercarea de mers în gol se poate face în absența metalului și a canalului.

2. Adoptarea canalelor cu pereți electroizolanți și cu pereți metalici.

Canalele folosite pentru transportul metalelor lichide aflate la temperaturi joase se construiesc fie din materiale electroizolante termostabile, fie din oțeluri inoxidabile austenitice, nemagnetice, de înaltă rezistivitate. Alegerea unui tip de canal sau al altuia se face analizând modul în care acesta influențează sau modifică parametrii mașinii M.H.D. Pentru a rezista presiunii interioare precum și manipulărilor în exploatare, canalele electroizolante vor avea pereții mai groși, ceea ce mărește întrefierul și implicit curentul de magnetizare și pierderile în cupru. Pereții vor fi cu atât mai groși cu cât temperatura de funcționare va fi aproape de limita de stabilitate termică a electroizolantului. Canalele metalice, având o rezistență mecanică suficientă, pot avea pereții foarte subțiri; acest lucru este de preferat pentru a reduce cât mai mult pierderile de putere ce se dezvoltă în pereții canalului aflat în câmpul magnetic mobil. Aceste pierderi măresc puterea absorbită, înrăutățind randamentul și ridică temperatura canalului primejduind bobinajul inductor aflat în apropiere.

În cazul folosirii canalului metalic, impedanța de dispersie introdusă de pereții canalului se poate calcula folosind schema echivalentă și relațiile indicate în lucrarea [6]; cu factorii de corecție indicați se pot calcula curenții în metal și în pereții canalului, impedanța echivalentă folosită la determinarea presiunii utile și puterile active și reactive absorbite.

3. Calculul pierderilor în pereții canalului metalic.

Pierderile de putere în canalul metalic se pot calcula asemănător pierderilor din metalul lichid, considerând alunecarea $s = 1$ (canalul este imobil).

Cu notațiile din figura 2 și 6, pierderile de putere activă și reactivă în canalul metalic pentru mașina M.H.D. liniară plană sînt:

$$P_{cw} = 2 \cdot 2 (\Delta - b) \cdot 2c \cdot 1 \cdot \sigma_w \cdot s^2 \cdot f^2 \cdot \tau^2 \cdot B^2 \cdot k_a \cdot 10^{-16} \quad (w) \quad (2)$$

$$Q_{cw} = 2 \cdot 2 (\Delta - b) \cdot 2c \cdot 1 \cdot \sigma_w \cdot s^2 \cdot f^2 \cdot \tau^2 \cdot B^2 \cdot k_r \cdot 10^{-16} \quad (var) \quad (3)$$

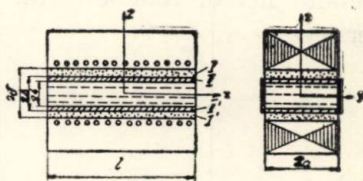


Fig. 2. Secțiune longitudinală și transversală prin pompa liniară plană.

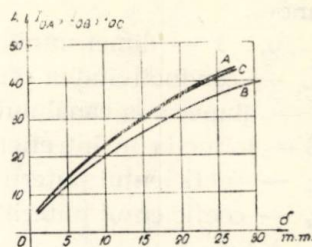


Fig. 1. Curba curentului de magnetizare.

unde :

Δ, b, c, l — dimensiunile geometrice ale canalului ;

σ_w — conductivitatea canalului metalic ;

s — alunecarea canalului, $s = 1$; (canalul este imobil) ;

B — inducția în întrefier ;

k_a — coeficientul puterii active ;

k_r — coeficientul puterii reactive.

Coeficienții k_a și k_r se pot găsi grafic în [3], în funcție de $\frac{c}{\tau}$ și ϵ — coeficientul influenței inductivității circuitului secundar. În cazul folosirii canalului metalic se calculează :

$$\epsilon = \frac{\mu_0 \omega \sigma^2 s 2 b + \sigma_w 2 (\Delta - b) \cdot s_w}{2k} \quad (4)$$

În cazul pereților metalici subțiri și al unui canal foarte lat se poate considera că metalul lichid umple întreg spațiul întrefierului și inducția în metal va fi aceeași la suprafață și în interior ; atunci k_a și k_r se pot calcula astfel :

$$k_a = \frac{1}{1 + \epsilon^2} \quad (2a) ; \quad k_r = \frac{\epsilon}{1 + \epsilon^2} \quad (3a)$$

Curenții induși în pereții canalului, raportați sînt :

$$I'_{2wa} = \frac{P_{ew} \cdot k_e}{3 U \cdot s_w} \quad (5a) ; \quad I'_{2wr} = \frac{Q_{ew} \cdot k_e}{3 U \cdot s_w} \quad (5b)$$

unde :

$$k_e = \frac{Z}{X_0} = \frac{U}{U_c} \text{ — coeficient care ține cont de căderile de tensiune pe impedanța inductorului.}$$

Cu aceasta curentul total din primar devine :

$$I_1 = \sqrt{(I_{1u} + I'_{2r} + I'_{wr})^2 + (I'_{2a} + I'_{wa})^2} \quad (50)$$

Se poate defini x un coeficient de pierderi prin pereții conductori ai canalului ca fiind raportul curenților induși în pereții canalului și în metalul lichid. Randamentul electric în funcție de coeficientul de pierderi este :

$$\eta_{el} = \frac{P_u}{P_2 + P_{ew}} = \frac{1 - s}{1 + \frac{x}{s}} \quad (6)$$

unde :

$$\frac{x}{s} = \frac{l_{2k}}{l_2} \quad (7)$$

4. Calculul numeric al canalelor pentru mercur. Grosimea minimă a canalului.

Cercetînd posibilitatea de aplicație industrială a pompei liniare plane la vehicularea mercurului tehnic în instalații industriale, s-au stabilit condițiile mecanice, hidraulice și termice, în care vor trebui să lucreze canalele M.H.D. și s-au experimentat mai multe tipuri de canale. Canalele folosite pentru vehicularea metalelor lichide aflate la temperaturi scăzute (mercur), vor fi calculate numai din condiții mecanice de rezistență la presiunea interioară statică majorată cu un coeficient $k = 1,5-2,5$, care să țină cont de șocurile dinamice ce apar la montare sau în exploatare.

Dacă se consideră configurația geometrică din figura 3, peretele va fi solicitat la tracțiune și la forfecare :

$$F' = p S_1 = p 2 b l ; F'' = p S_3 = p 2 c l ;$$

$$F' = \sigma S_2 = \sigma 2 b_k l ; F'' = \tau S_4 = \tau 2 b_k l$$

de unde :

$$b_k = \frac{p b}{\sigma_{adm}} ; b_k = \frac{p c}{\tau_{adm}} ;$$

$$b_k = b_{kmax} \cdot k$$

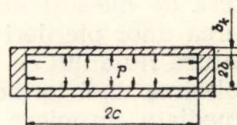


Fig. 3. Secțiune transversală prin canal.

Datorită interacțiunii dintre cîmpul magnetic exterior și curenții induși, în metalul lichid apar forțe electromagnetice care frînează mișcarea perpendiculară pe liniile de cîmp magnetic, numite forțe de viscozitate magnetică. Aceste forțe produc anumite întârzieri în apariția regimului turbulent. Pierderile de presiune în canalul rectangular subțire se pot calcula cunoscînd viteza medie :

$$\Delta p = f \frac{l}{D_H} \frac{1}{2} \rho v_{med}^2 \quad (14)$$

unde : D_H este diametrul geometric echivalent (pentru secțiunea rectangulară $D_H = 4b$);

f — coeficientul pierderii de presiune.

Se definește numărul lui Hartmann ca fiind :

$$M_H = B_0 b \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{v \rho}} \quad (15)$$

în care :

B_0 este inducția magnetică în întrefier ;

v — viscozitatea cinematică a fluidului ;

ρ — masa specifică a fluidului.

Pentru valori mari ale numărului lui Hartmann ($M_H > 10$) 1, efectul viscozității este important numai în apropierea pereților în rest viteza putîndu-se considera aproximativ constantă, iar coeficientul pierderii de presiune se poate calcula cu o bună aproximație :

$$f = 32 \frac{M_H}{Re_H} \quad (16)$$

unde :

Re_H este numărul lui Reynolds hidraulic $Re = \frac{1}{\nu} D_H v_{med}$. Acum se justifică observația făcută anterior, aceea de a se evita construcția canalelor de înălțimi foarte mici, deoarece pentru $b \rightarrow 0$ (foarte mic) diametrul hidraulic scade, M_H are valori mici, viteza nu mai poate fi considerată constantă pe secțiunea canalului, scurgerea nu mai este laminară ; urmează că pierderile de presiune în canal Δp vor crește substanțial.

Canalele electroizolante vor trebui să fie termostabile la temperatura de funcționare (mercurul poate ajunge pînă la temperatura de $100^\circ C$), avînd și avantajul de a proteja parțial bobinajul de căldura transmisă de metalul lichid. Canalele metalice cu pereți groși permit dezvoltarea unor pierderi de putere importante, care vor ridica esențial temperatura fluidului ce vine în contact direct cu pereții conductorii. Se impune folosirea unei termoizolații eficiente pentru protejarea bobinajului aflat în imediata apropiere a canalului. În cazul canalelor metalice cu pereți subțiri pierderile de putere sînt atît de mici încît se poate considera că fluidul de lucru evacuează permanent cantitatea de căldură dezvoltată în pereții canalului ; înseamnă că inductorul se poate așeza direct pe canalul metalic a cărui temperatură va fi în acest caz suficient de mică pentru a nu suprasolicita termic bobinajul.

5. Încercări experimentale cu diferite canale

Pe parcursul experimentării pompei pentru mercur s-au încercat patru canale de construcții diferite, urmărind să se stabilească construcția cea mai avantajoasă. Pentru început s-au executat două canale din materiale izolante, pentru a se înlătura efectul de suntare a pereților canalului, pierderile și reacția curenților induși în pereți. Canalul prezentat în figura 4a și 4b este confecționat din plăci de textolit de 4 mm grosime, solidarizate cu șuruburi. Etanșarea

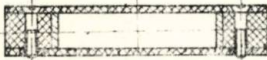


Fig. 4 a. Secțiune transversală prin canalul din textolit.

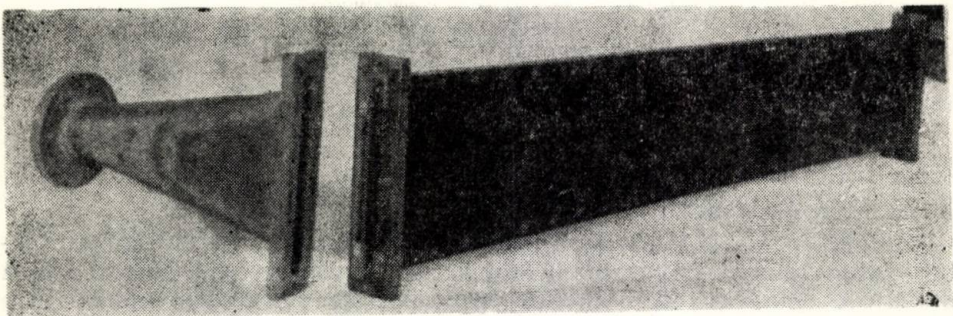


Fig. 4 b. Fotografia canalului din textolit cu pilnia de racordare demontată.

plăcilor și a găurilor șuruburilor s-a făcut cu rășină epoxidică. Deoarece prin canal circulă mercurul cald, care amalgamează puternic cuprul, nu se pot monta bare laterale de înaltă conductivitate (față de mercur cu $\sigma_{Hg\ 100^{\circ}C} = 0,967 \cdot 10^6$ s/m cuprul are o conductivitate de 60 de ori mai mare $\sigma_{Cu} = 58 \cdot 10^6$ s/m).. Atunci s-au prevăzut bare laterale din oțel, dar din cauza conductivității scăzute ($\sigma_{Fe} = 10 \cdot 10^6$ s/m) acestea nu au modificat aproape de loc funcționarea pompei, iar din cauza încălzirii excesive (datorată curenților induși) primejduiau chiar siguranța canalului, motiv pentru care, la construcțiile următoare au fost eliminate. (Menționăm că se puteau monta totuși bare de cupru, crom-platinat, dar din cauza dificultăților de execuție nu s-au putut încă construi). După cum se observă în figura 4b, flanșele de capăt, metalice, asigură o montare corespunzătoare pieselor de racordare la instalație. Deși destul de rezistent din punct de vedere mecanic și termic acest canal nu a putut fi utilizat în instalația industrială pentru electroliza NaCl din cauza compuşilor fenolici ce intră în alcătuirea textolitului, compuşii puternic atacați de urmele de sodă caustică din mercurul recirculat la electroliză.

Aceste neajunsuri au fost parțial înlăturate prin construirea unui nou canal dintr-o masă plastică mai rezistentă — polipropilenă. Aceasta este o masă plastică termostabilă până la $120^{\circ}C$, cu proprietăți mecanice bune și foarte rezistentă la acțiunea bazelor și a acizilor. Deși polipropilena este folosită încă destul de puțin în țară, am reușit să executăm un canal (fi-

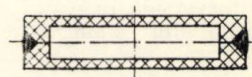


Fig. 5 a. Secțiune transversală prin canalul de polipropilenă.

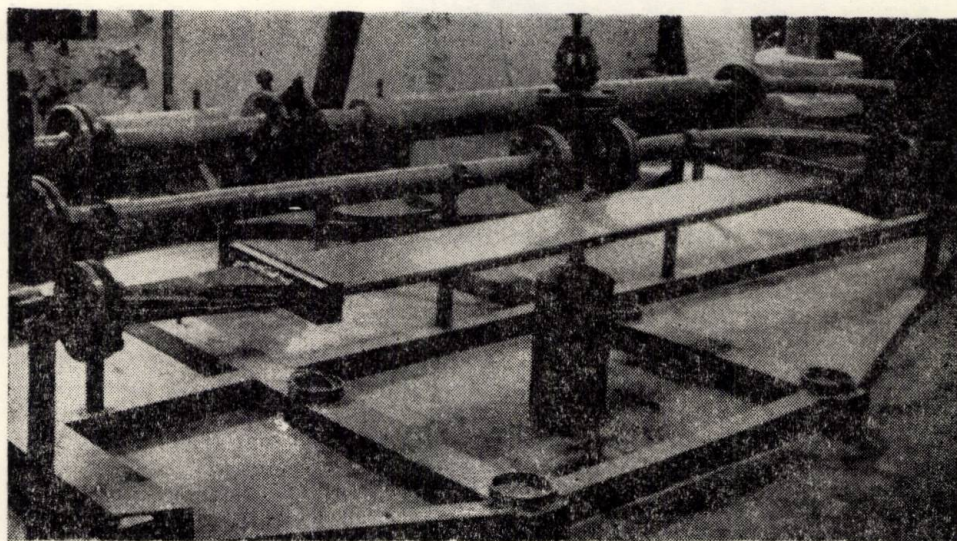


Fig. 5 b. Fotografia canalului de polipropilenă montat în instalația de încercare.

gura 5a), format din două plăci frezate și sudate adânc pe toată lungimea. Flanșele de capăt, tot din polipropilenă, sînt sudate astfel încît să permită o strîngere uniformă a garniturii de etanșare. Pentru evitarea strivirilor locale s-a prevăzut o contraflanșe metalică. În figura 5b se arată modul de montare a canalului de polipropilenă în instalația de încercare. Deși nu există efect de șuntare al pereților, iar pierderile în pereți sînt nule, datorită grosimii mari a preților, întrefierul total al mașinii M.H.D. crește foarte mult, mărind curentul din inductor, pierderile în cupru și puterea totală absorbită. În afară de aceasta, pentru că mercurul vehiculat se află la temperatura de 90 ... 100° C materiale plastice lucrează aproape de punctul de înmuiere, flanșele vor ceda, pereții se vor fisura, posibilitatea de avarie va crește foarte mult.

Pentru obținerea unei siguranțe maxime în funcționare s-au construit canale metalice, cu pereți din tablă de oțel inoxidabil nemagnetic, de mare rezistivitate, pentru a reduce substanțial curenții induși în pereți. Se vor folosi oțeluri refractare sau inoxidabile de tip austenitic care la temperatura normală (sub 700° C) sînt nemagnetice, iar rezistivitatea este de $0,75 \cdot 10^{-6}$ — $10^{-6} \Omega m$. Menționăm că pentru micșorarea esențială a pierderilor în pereții canalului vor trebui folosite oțeluri cu rezistivitate foarte

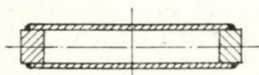


Fig. 6 a. Secțiune transversală prin canalul din tablă de 2 mm

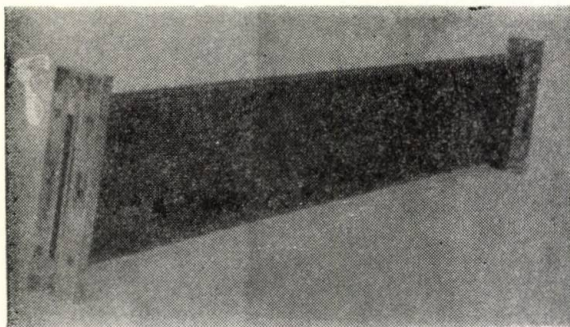


Fig. 6 b. Fotografia canalului din tablă inoxidabilă de 2 mm.

ridicată de $7,7 \cdot 10^{-6}$ — $8,2 \cdot 10^{-6} \Omega m$ indicate în cataloagele FORTUNA — Düsseldorf cu notațiile: AP 4/17 NOVONOX — W 14540 ; AP 17 NOVONOX — W 14568 și AP 152 NOVONOX — W. 14532.

Figurile 6a și 6b indică canalul metalic executat din tablă refractară W 14841 de 2 mm grosime avînd rezistivitatea $\rho = 0,95 \cdot 10^{-6} \Omega m$. Construcția foarte rezistentă în exploatare este întărită prin su-

darea flanșelor la capăt, tot din oțel refractar, nemagnetic pentru a nu permite închiderea fluxului de scăpări. Din cauza pierderilor de energie foarte importantă acest canal a fost înlocuit cu altul executat din tablă inoxidabilă W 14571 de 0,5 mm grosime avînd rezistivitatea $\rho = 0,75 \cdot 10^{-6} \Omega m$. În figura 7a se indică modul de construcție al canalului; acestea se execută dintr-o singură bucată de tablă îndoită și sudată pe toată lungimea la o mașină de sudat în linie. Piese de racordare la conducta instalației au fost sudate direct pe canal prin sudură Arc-Argon de înaltă precizie și calitate (figura 7b). Această construcție rezistentă la presiunea de lucru, va trebui însă manipulată cu grijă la montare din cauza rigidității longi-

tudinale scăzute, iar pentru evitarea îndoirilor și a strangulărilor canalului pîlniile de capăt (executate din tablă groasă de 2 mm) vor trebui consolidate de scheletul de rezistență al pompei.

Pînă în prezent cel mai avantajos este canalul metalic din tablă de 0,5 mm care permite dezvoltarea unei presiuni corespunzătoare în condițiile în care curenții și pierderile din canal sînt destul de mici, astfel încît se poate considera că întreaga cantitate de căldură dezvoltată în pereții canalului va fi evacuată de mercurul vehiculat. Această construcție este avantajoasă și pentru faptul că avînd înălțimea totală 2Δ cea mai mică, realizează un

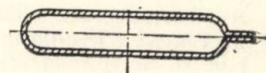


Fig. 7 a. Secțiune transversală prin canalul din tablă de 0,5 mm.

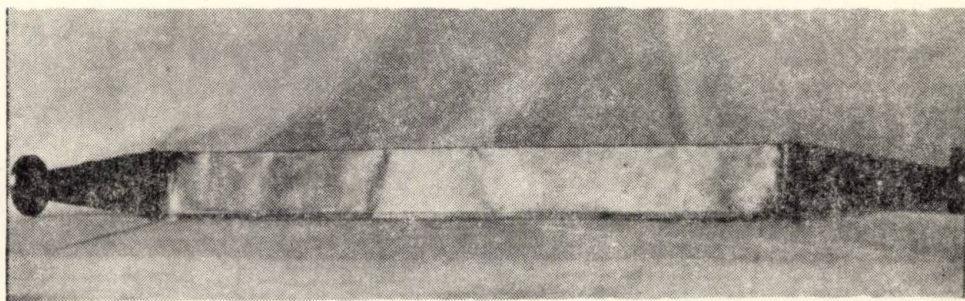


Fig. 7 b. Fotografia canalului din tablă inoxidabilă de 0,5 mm avînd sudate pîlniile de racordare.

curent de magnetizare destul de mic și o putere totală absorbită mai mică decît în toate celelalte cazuri.

6. Concluzii

Canalele mașinilor M.H.D. se aleg atît în funcție de caracteristicile fluidului de vehiculat : temperatură, agresivitate chimică, densitate ; cît și funcție de parametrii instalației M.H.D. Astfel pentru pompele M.H.D. care vehiculează metale lichide la temperaturi ridicate se utilizează canale ceramice cu pereți groși.

La mașinile M.H.D. care transportă fluide la temperaturi scăzute se pot folosi fie canale metalice confecționate din tablă subțire de mare rezistivitate, fie canale din mase plastice termostabile pentru pompele de mică putere.

6. Concluzii

[1]. NICOLAIDE, A. : *Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică*. Editura tehnică, București, 1968.

[2]. OHREMENKO, M. M. : *Osnovi teorii i proektirovanii lineinih indukcionih nasosov dlja jidkih metalov*, Atomizdat, Moskva, 1968.

- [3]. VERTE, L. A.1 *Elektromagnitnii transport jidkovo metalla*, Izdatelstvo Metallurgii, Moskva, 1965.
- [4]. TIUTIN, I. A. : *Elektromagnitnie nassosi dlia jidkih metallo*, Riga 1959.
- [5]. NICOLAIDE, A., GOGIOIU, A. și ȚAȚA, M. : *Instalație compusă din pompă electromagnetică și generator magnetohidrodinamic*. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, Tom IX nr. 4/1969. Editura Academiei R. S. R.
- [6]. NICOLAIDE, A. GOGIOIU, A. și ȚAȚA, M. : *Electromagnetic Pump for Liquid Metal*. Buletinul Inst. politehnic Brașov, vol. 12, 1970.

PARTICULARITĂȚILE DE FUNCȚIONARE ALE CASCADEI KRÄMER CU ELEMENTE SEMICONDUCTOARE ÎN ACȚIONĂRILE ELECTRICE

IULIAN ȚOPA

Se explică principiul de funcționare a cascadei Krämer cu elemente semiconductoare și se deduce caracteristica de reglaj. Aceasta se determină și experimental. Datorită armonicilor curentului rotoric se arată posibilitatea apariției cuplurilor parazite. Se deduce funcția de transfer a cascadei și se determină experimental modul de variație a turației și curentului prin indusul motorului de recuperare pentru o variație bruscă a curentului de excitație.

On explique le principe de fonctionnement de la cascade Krämer à éléments semiconducteurs et on déduit la caractéristique de réglage. Cette détermination est faite aussi expérimentalement. Grâce aux harmoniques du courant rotorique, on montre la possibilité de l'apparition des couples parasites. On déduit la fonction de transfert de la cascade et on détermine expérimentalement la variation de la vitesse de rotation et du courant de l'induit du moteur de récupération pour une variation brusque du courant d'excitation.

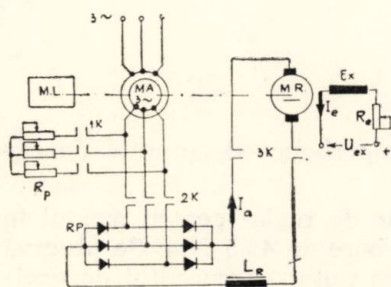


Fig. 1. Schema electrică de principiu a cascadei Krämer cu elemente semiconductoare, MA — motor asincron; MR — motor de recuperare; ML — mașină de lucru; PR — punte redresoare

Schema electrică de principiu a cascadei Krämer cu elemente semiconductoare este reprezentată în figura 1.

Scopul lucrării este determinarea pe cale analitică și experimentală a unor caracteristici necesare utilizării cascadei cu elemente semiconductoare în acționările automatizate (caracteristică de reglaj și funcție de transfer). Se urmărește verificarea experimentală a posibilităților teoretice de apariție a cuplurilor parazite, ca urmare a particularităților de funcționare determinate de înlocui-

rea comutatricei cu un redresor static, precum și influența redresorului asupra formei curentului statoric.

1. Principiul de funcționare și caracteristica de reglaj

Modificarea vitezei acționării se realizează prin modificarea curentului de excitație I_e al motorului de c.c. M.R. Într-o lucrare anterioară [4] s-au determinat schemele echivalente și caracteristicile mecanice ale unei asemenea cascade. Pentru utilizarea cascadei în acționările electrice este important de cunoscut caracteristica sa de reglaj, $n=f(I_e)$.

În acest scop se consideră următoarele ipoteze simplificatoare: diodele semiconductoare sînt ideale; se neglijează comutația redresorului; se neglijează saturația motorului de c.c. M.R. Pentru un redresor în punte trifazată alimentat de rotorul motorului asincron se poate scrie:

$$U_{do} = \frac{3\sqrt{2}}{\pi} s U_{c22} \quad (1)$$

unde U_{do} — valoarea medie a tensiunii continue teoretice fără comandă și fără cădere de tensiune [1];

U_{c22} — t.e.m. de linie indusă în rotorul motorului asincron la gol și $s = 1$;

s — alunecarea motorului asincron.

T.e.m. indusă în rotorul motorului de recuperare, în ipoteza nesaturației, este

$$U_{ca} = K_e n \Phi = K_e n_1 (1-s) k_1 I_e = k_2 (1-s) n_1 I_e \quad (2)$$

Neglijînd căderea de tensiune pe indusul motorului de c.c. și ținînd seama de expresia alunecării, din egalarea relațiilor (1) și (2) rezultă expresia caracteristicii de reglaj:

$$n = \frac{n_1}{1 + \frac{k_2 n_1 I_e}{\frac{3\sqrt{2}}{\pi} U_{c22}}} \quad (3)$$

n_1 — turația de sincronism.

După cum rezultă din (3) turația variază hiperbolic cu curentul de excitație.

În figura 2 sînt trasate caracteristicile de reglaj pentru mersul în gol și pentru un cuplu static rezistent la arbore de 45,5 Nm. Se observă că în domeniul vitezelor mici turația variază puțin cu curentul de excitație. Mașinile instalației experimentale au fost:

- motorul asincron MA: 4,5 kW; 11,5/19,9 A; 940 rot/min;
 $\cos \varphi = 0,78$; $U_2 = 135$ V; $I_2 = 24,4$ A,
- motorul de recuperare MR: 2,5 kW; 170 V; 20 A; 1500 rot/min;
 $I_{ex} = 0,7$ A.

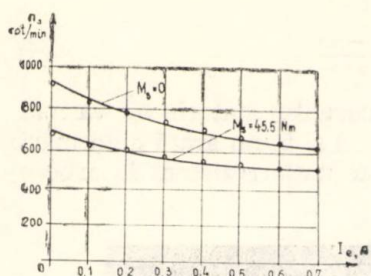


Fig. 2. Caracteristicile de reglaj ale cascadei. 1 — la gol; 2 — la $M = 45,5 \text{ Nm}$

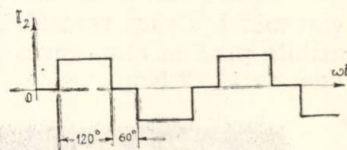


Fig. 3. Forma teoretică a curentului rotoric

2. Armonicile curentului rotoric. Cupluri parazite

Pentru calculul cuplului [4] s-a considerat numai componenta fundamentală a curentului rotoric. Chiar dacă circuitul de sarcină are o inductanță infinită și comutația este instantanee curentul rotoric nu este pur sinusoidal ci este constituit din unde dreptunghiulare (figura 3).

Pentru condițiile enunțate, dacă se notează cu v ordinul armonicii, se pot aplica regulile generale din teoria redresării [1] :

- amplitudinile armonicilor descresc proporțional cu ordinul lor ;
- există numai armonici de ordinul $nq \pm 1$ ($n = 0, 1, 2, 3, \dots, q$ — numărul de pulsuri).

Aceste reguli nu exclud comanda redresorului, deoarece nu se schimbă forma de undă a curenților alternativi. Prin urmare rezultatul poate fi aplicat și în cazul unei cascade suprasincrone, în care caz redresorul PR (figura 1) trebuie înlocuit cu un invertor.

În cazul punții trifazate ($q = 6$) există numai armonici de ordinul : 1, 5, 7, 11, 13, 17, ... Pentru $s > 0$ semnul armonicilor determină succesiunea sistemelor trifazate armonice : cele de ordin $3n + 1$ constituie sisteme directe iar cele de ordin $3n - 1$ sisteme inverse.

Notînd cu I_2 valoarea efectivă a fundamentalei curentului rotoric de frecvență sf_1 și cu I_{2v} valoarea efectivă a armonicii de ordin v rezultă conform primei reguli enunțate mai sus :

$$I_{2v} = \frac{I_2}{|v|}$$

Acești curenți armonici vor produce fluxuri în întrefier și vor induce t.e.m. și deci curenți în statorul motorului asincron. Fluxul produs de armonica de ordin v se rotește față de stator cu turația $sn_1v + (1-s)n_1$ și deci frecvența t.e.m. induse în stator este :

$$svf_1 + (1-s)f_1 = [1 - (1-v)s]f_1 \quad (4)$$

Se poate defini astfel și o alunecare armonică :

$$s_v = \frac{[1 - (1 - v)s] f_1}{s v f_1} = \frac{1 - (1 - v)s}{s v} \quad (5)$$

Ținînd seama de cele expuse rezultă că curentul statoric nu va mai fi sinusoidal. Totuși cercetările oscilografice (fig. 4 și 5) nu arată deformări sensibile pînă la alunecarea $s = 0,5$ la un cuplu static rezistent la arbore și egal cu 14,22 Nm.

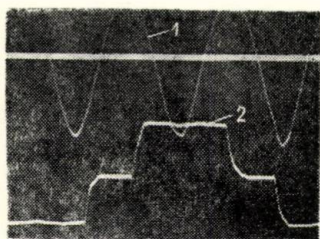


Fig. 4. Formele de undă ale curenților statorici și rotorici ai motorului asincron la $s = 0,4$. 1 — curentul statoric (I_1); 2 — curentul rotor (I₂)

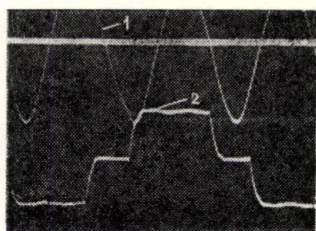


Fig. 5. Formele de undă ale curenților statorici și rotorici ai motorului asincron la $s = 0,5$. 1 — curentul statoric (I_1); 2 — curentul rotor (I₂)

Deoarece deformarea curentului rotor (I₂) este mai pronunțată la alunecări mai mari, este posibil ca același lucru să se producă și cu curentul statoric.

În funcționarea normală a motorului asincron, armonicile care apar se datoresc numai motorului și sînt relativ mici. În cascada Krämer cu elemente semiconductoare redresorul din circuitul rotor (I₂) introduce curenți armonici de mărime mai importantă. Deoarece impedanța sistemului de alimentare este relativ scăzută, curenții armonici vor exista atît în stator cit și în rotor. Din această cauză, la funcționarea în cascadă există mult mai multe condiții favorabile de apariție a cuplurilor parazite.

Se notează cu :

v_s, v_r — armonica curentului statoric, respectiv rotor (I₂) ;

μ — armonica spațială a t.m.m. ;

$\omega_1 = 2\pi f_1$ — pulsația corespunzătoare frecvenței fundamentalei.

În aceste condiții viteza unghiulară a t.m.m. statorice este $\frac{v_s \omega_1}{p \mu}$. Viteza unghiulară a t.m.m. armonică rotor (I₂), față de rotor este $\frac{v_r s \omega_1}{p \mu}$ cum rotorul se rotește față de stator cu viteza unghiulară egală cu $(1 - s) \frac{\omega_1}{p}$ rezultă viteza unghiulară a t.m.m. armonică rotor (I₂) față de stator.

$$\frac{v_r s \omega_1}{p \mu} + (1 - s) \frac{\omega_1}{p} = \left[1 - s \left(1 - \frac{v_r}{\mu} \right) \right] \frac{\omega_1}{p} \quad (6)$$

Cupluri parazite asincrone. Cuplul asincron își schimbă semnul când trece prin viteza de sincronism corespunzătoare. Aceasta se obține prin egalarea cu zero a expresiei (6). Se determină astfel turația, raportată la turația de sincronism a fundamentalei, la care s-ar putea produce cupluri parazite asincrone :

$$\frac{n}{n_1} = \frac{v_r}{v_r - \mu} \quad (7)$$

Pentru principalele armonici turațiile raportate sînt prezentate în tabelul 1

Tabelul 1

μ	v_r				
	1	-5	7	-11	13
1	∞	$\frac{5}{6}$	$\frac{7}{6}$	$\frac{11}{12}$	$\frac{13}{12}$
-5	$\frac{1}{6}$	∞	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{13}{18}$
7	$-\frac{1}{6}$	$\frac{5}{12}$	∞	$\frac{11}{18}$	$\frac{13}{6}$
-11	$\frac{1}{12}$	$-\frac{5}{6}$	$\frac{7}{8}$	∞	$\frac{13}{24}$
13	$-\frac{1}{12}$	$\frac{5}{18}$	$-\frac{7}{6}$	$\frac{11}{24}$	∞

Cupluri parazite sincrone. Pentru aceste cupluri expresia (6) trebuie egalată cu $\frac{v_s \omega_1}{p \mu}$ (viteza unghiulară a t.m.m. armonică rotorică egală cu viteza unghiulară a t.m.m. armonică statorică). Se determină astfel turația, raportată la turația de sincronism a fundamentalei, la care s-ar putea produce cupluri parazite sincrone :

$$\frac{n}{n_1} = \frac{v_s - v_r}{\mu - v_r} \quad (8)$$

Dacă sursa de alimentare este sinusoidală și echilibrată, $v_s = +1$, se obține :

$$\frac{n}{n_1} = \frac{1 - v_r}{\mu - v_r} \quad (9)$$

iar dacă sursa este neechilibrată (caz puțin probabil), $v_s = -1$ (componentă de secvență negativă), relația (8) devine :

$$\frac{n}{n_1} = \frac{-1 - v_r}{\mu - v_r} \quad (10)$$

Pe baza relațiilor (9) și (10) s-a întocmit tabelul 2.

Tabelul 2

μ	$v_s = +1$				$v_s = -1$				
	v_r				v_r				
	-5	7	-11	13	1	-5	7	-11	13
1	1	1	1	1	∞	$\frac{1}{3}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{5}{6}$	$\frac{7}{6}$
-5	∞	$\frac{1}{2}$	2	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	∞	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{3}$	$\frac{7}{9}$
7	$\frac{1}{2}$	∞	$\frac{2}{3}$	2	$-\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	∞	$\frac{5}{9}$	$\frac{7}{3}$
-11	-1	$\frac{1}{3}$	∞	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{6}$	$-\frac{2}{3}$	$\frac{4}{9}$	∞	$\frac{7}{12}$
13	$\frac{1}{3}$	-1	$\frac{1}{2}$	∞	$-\frac{1}{6}$	$\frac{2}{9}$	$-\frac{4}{3}$	$\frac{5}{12}$	∞

Cu instalația experimentală realizată, pentru $v_s = +1$ s-au observat tendințe de întârzieri (datorită cuplurilor parazite sincrone) la turațiile de 500 și 666 rot/min ($\frac{1}{3}n_1$ și $\frac{2}{3}n_1$). Acestea s-au manifestat prin menținerea constantă a turației, la variația curentului de excitație de la 0,56 la 0,60 A și respectiv de la 0,170 la 0,180 A. La turația de 833 rot/min ($\frac{5}{6}n_1$) nu s-au observat asemenea tendințe (datorită cuplurilor parazite asincrone).

3. Utilizarea cascadei în sistemele de reglare automată. Funcția de transfer a cascadei

Pentru utilizarea cascadei ca element al unui sistem de reglare automată este necesară cunoașterea funcției de transfer. Datorită neliniarităților care intervin se va utiliza liniarizarea ecuațiilor diferențiale folosind metoda micilor variații. Notînd cu n turația și U_{ex} tensiunea aplicată circuitului de excitație, funcția de transfer a cascadei se scrie:

$$Y_c(p) = \frac{\Delta n(p)}{\Delta U_{ex}(p)} \quad (11)$$

T.e.m. indusă în rotorul motorului de recuperare MR (figura 1) este:

$$U_{ea} = K_c n \Phi = K_c n k_1 I_c = k_2 n I_c. \quad (12)$$

Ecuația de echilibru a tensiunilor, pentru motorul de recuperare, este:

$$U_d = R_a I_a + U_{ea} = R_a I_a + k_2 n I_e. \quad (13)$$

Notînd cu indicele „zero“ valorile corespunzătoare regimului staționar, ecuația diferențială a circuitului indusului motorului de recuperare, în cazul unei variații ΔI_e a curentului de excitație și Δn a turației, devine :

$$U_o + \Delta U_d = R_a (I_{a0} + \Delta I_a) + L_a \frac{d}{dt} (I_{a0} + \Delta I_a) + k_2 (n_o + \Delta n) (I_{e0} + \Delta I_e) \quad (14)$$

Ținînd seama de (13) și aplicînd transformata Laplace, ecuația (14) devine (după neglijarea termenului $k_2 \Delta n \Delta I_e$)

$$\Delta U_d(p) = (R_a + p L_a) \Delta I_a(p) + k_2 [n_o \Delta I_e(p) + I_{e0} \Delta n(p)] \quad (15)$$

Notînd cu K_u raportul dintre tensiunea de fază (de pe partea de c.a. a punții redresoare) și tensiunea de c.c. rezultă :

$$K_u \cong \frac{U_2}{U_d} = \frac{s I_{20}}{U_d} \quad (16)$$

sau

$$\Delta U_d(p) = \frac{U_{20}}{K_u} \Delta s(p) \quad (17)$$

Cum $s = 1 - \frac{n}{n_1}$; $s_o + \Delta s = 1 - \frac{n_o + \Delta n}{n_1}$, rezultă :

$$\Delta s(p) = - \frac{\Delta n(p)}{n_1} \quad (18)$$

Deci (15) devine :

$$- \frac{U_{20}}{K_u n_1} \Delta n(p) = (R_a + p L_a) \Delta I_a(p) + k_2 [n_o \Delta I_e(p) + I_{e0} \Delta n(p)] \quad (19)$$

Cuplul cascadei este format din cuplul motorului asincron MA și cuplul motorului de recuperare MR (figura 1) :

$$M_C = M_A + M_R.$$

Pentru motorul asincron considerînd funcționarea pe porțiunea liniară a caracteristicii mecanice și notînd $k_3 = \frac{M_N}{s_N}$ se obține :

$$\Delta M_A(p) = k_3 \Delta s(p) = - k_3 \frac{\Delta n(p)}{n_1} \quad (20)$$

Pentru motorul de recuperare $M_R = K_m \Phi I_a = K_m k_1 I_e I_a = k_4 I_e I_a$ și deci

$$\Delta M_R(p) = k_4 [I_{e0} \Delta I_a(p) + I_{a0} \Delta I_e(p)] \quad (21)$$

În relația (21) termenul $k_4 \Delta I_a \Delta I_e$ s-a neglijat.

Ținînd seama de ecuația de mișcare :

$$M_C = M_A + M_R = M_s + M_j = M_s + \frac{J}{9,55} \frac{dn}{dt} \quad (22)$$

unde :

M_s — cuplul static rezistent (în cele ce urmează se presupune $M_s = ct$) ;

M_j — cuplul dinamic ;

J — momentul de inerție raportat la axul motorului ;

după tranformările respective, rezultă :

$$\Delta M_C(p) = \frac{J}{9,55} p \Delta n(p) \quad (23)$$

Din (20), (21) și (23) se obține :

$$-\frac{k_3}{n_1} \Delta n(p) + k_4 [I_{eo} \Delta I_a(p) + I_{eo} \Delta I_c(p)] = \frac{J}{9,55} p \Delta n(p) \quad (24)$$

Transformata Laplace a ecuației circuitului de excitație este :

$$\Delta U_{ex}(p) = (R_c + p L_c) \Delta I_c(p) \quad (25)$$

Din (24) rezultă :

$$\Delta I_a(p) = \frac{\left(p \frac{J}{9,55} n_1 + k_3 \right) \Delta n(p) - k_4 n_1 I_{ao} \Delta I_c(p)}{k_4 n_1 I_{eo}} \quad (26)$$

Introducînd (26) în (19) se obține :

$$\Delta n(p) = \frac{K_u k_4 n_1 I_{ao} \left(1 + p \frac{L_a}{R_a} - \frac{k_2 n_o I_{eo}}{K_u I_{ao}} \right) \Delta I_c(p)}{\frac{I_{eo} k_4 I_{eo}}{R_a} + K_u k_3 \left(1 + p \frac{L_a}{R_a} \right) + p \left(1 + p \frac{L_a}{R_a} \right) \frac{J}{9,55} n_1 K_u + \frac{K_u k_2 k_4 n_1 I_{eo}^2}{R_a}} \quad (27)$$

Împărțind (27) la (25) și notînd :

$T_a = \frac{L_a}{R_a}$ — constanta electromagnetică de timp a circuitului indușului ;

$T_c = \frac{L_c}{R_c}$ — constanta electromagnetică de timp a circuitului de excitație ;

$T_{em} = \frac{J n_1}{9,55 k_3} = \frac{J n_1 s_N}{9,55 M_N}$ — constanta electromagnetică de timp ;

$$K = \frac{k_4 n_1 I_{ac}}{R_c k_3} ; A = 1 - \frac{k_2 n_o I_{eo}}{R_a I_{ao}} = 1 - \frac{U_{cao}}{U_{ao}} ; B = 1 + \frac{k_4 U_{2o} I_{eo}}{K_u k_3 R_a} + \frac{k_2 k_4 n_1 I_{eo}}{k_3 R_a},$$

se obține funcția de transfer a cascadei :

$$Y_c(p) = \frac{K (1 + p T_a)}{(1 + p T_c) [p^2 T_a T_{em} + p (T_a + T_{em}) + B]} \quad (28)$$

Ținînd seama de raportul dintre t.e.m. indușă în mașinile de c.c. (U_{cao}) și căderea de tensiune pe rezistența indușului ($\Delta U_a = R_a I_{ao}$), $|A| \approx (20 \div 50)$ și cum $T_a < T_{em}$ relația (28) se mai poate scrie :

$$Y_c(p) \cong \frac{K A}{(1 + p T_c)(p T_{em} + B)} \quad (29)$$

Pentru instalația experimentală realizată, în figura 6 sînt prezentate oscilogramele turației și ale curentului prin indusul motorului de recuperare la variația bruscă a curentului de excitație de la 0 la 0,2 A. Experiența s-a efectuat pentru un cuplu static rezistent constant la arbore și egal cu 14,22 Nm; în circuitul de c.c. nu s-a prevăzut bobină de filtrare, acest rol îndeplinindu-l inductivitatea motorului (ondulațiile curentului redresat sînt acceptabile).

Concluzii

Plecînd de la particularitățile de funcționare ale cascadei Krämer cu elemente semiconductoare se determină analitic și experimental caracteristica de reglaj, $n = f(I_c)$, necesară utilizării cascadei în acționările electrice. Spre deosebire de cascadele cu mașini electrice funcționarea cascadei cu elemente semiconductoare este stabilă în toată gama de reglaj.

Cercetările oscilografice nu au arătat deformări sensibile ale curentului statoric pînă la alunecarea $s = 0,5$ (gama de variație a vitezei 1 : 2) la cuplu static rezistent constant la arbore.

Se verifică experimental că cuplurile parazite sincrone și asincrone, care teoretic ar putea apărea, nu sînt importante.

Acestea constituie părți originale ale lucrării nefiind tratate în literatura tehnică de specialitate.

Cunoscîndu-se parametrii motorului asincron și ai motorului de recuperare se calculează funcția de transfer a cascadei cu elemente semiconductoare și se determină experimental modul de variație a turației și curentului prin indusul motorului de recuperare la o variație bruscă a curentului de excitație ceea ce nu se specifică în literatura tehnică.

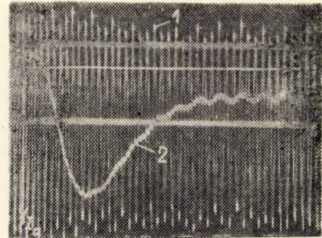


Fig. 6. Variația turației și a curentului prin indusul motorului de recuperare la variația bruscă a curentului de excitație de la 0 la 0,2 A. 1 — turația; 2 — curentul

Bibliografie

- [1]. SCHAEFER, J.: *Rectifier Circuits. Theory and Design*. New-York—London, John Wiley and Sons, Inc., 1965, 343 p.
- [2]. BLAND, R. J., ș.a.: *Considerations concerning a modified Kramer system*. Proceedings the Institution of Electrical Engineers, vol. 110, nr. 12, dec. 1963, p. 2228—2232.
- [3]. WALLACH, Y. ș.a.: *Transients in a Kramer Cascade*. IEE Transactions in Industry and General Applications, nr. 2, 1966, p. 158—162.
- [4]. TOPA, I.: *Reglarea vitezei motoarelor asincrone prin recuperarea energiei de alunecare pe cale mecanică*. Electrotehnica, R.S.R., nr. 12, dec. 1969, p. 455—461.

DEBITMETRU DE BENZINĂ CU REZONANȚĂ MAGNETICĂ NUCLEARĂ

V. PÎRVULESCU, G. CRUȚU

Sînt prezentate succint condițiile de obținere a rezonanței magnetice nucleare. Se prezintă o instalație de măsură a debitului volumetric al benzinei prin trecerea rapidă adiabatică în rezonanță. Se măsoară timpul de trecere a lichidului marcat între două repere aflate la o distanță fixă cunoscută, printr-o metodă de modulare a semna-

lului r.m.n. Soluția adoptată nu a mai fost întilnită în literatură.

On presente d'une manière succincte les conditions pour obtenir la résonance magnétique nucléaire. On a conçu une installation pour mesurer la vitesse d'écoulement de l'essence utilisant le passage rapide adiabatique en résonance magnétique nucléaire.

Este cunoscut [1], [2] că nucleele atomice sînt dotate cu un moment cinetic de spin, care are expresia :

$$\vec{p} = \vec{I} \frac{h}{2\pi} = \vec{I} h ; \left(\frac{h}{2\pi} = k \right) ; \quad (1)$$

în care $\vec{I}$ reprezintă spinul nucleului, iar $h = 6,625 \cdot 10^{-34}$ j.s.

În [3] se definește momentul magnetic de spin $\vec{\mu}$ proporțional cu spinul $\vec{I}$:

$$\vec{\mu} = \gamma \vec{I} . \quad (2)$$

în care γ — este o mărime scalară numită raport giromagnetic.

Momentul magnetic de spin în prezența unui cîmp magnetic exterior $\vec{H}_0$ execută o mișcare de precesie, conform legii :

$$\frac{d\vec{\mu}}{dt} = \gamma (\vec{H}_0 \times \vec{\mu}) . \quad (3)$$

Relația (3) exprimă faptul că momentul magnetic de spin capătă în același timp o mișcare de precesie în jurul cîmpului magnetic H_0 , cu o viteză unghiulară :

$$\omega_0 = |\gamma| H_0 . \quad (4)$$

Din relația (4) rezultă că tranziția între două nivele energetice vecine este însoțită de absorbția sau emiterea unei cuante de energie cu frecvența $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$.

Măsurarea debitului se realizează cu ajutorul instalației prezentate în figura 1, prin determinarea vitezei medii de curgere a benzinei între două repere aflate unul de altul la distanța d .

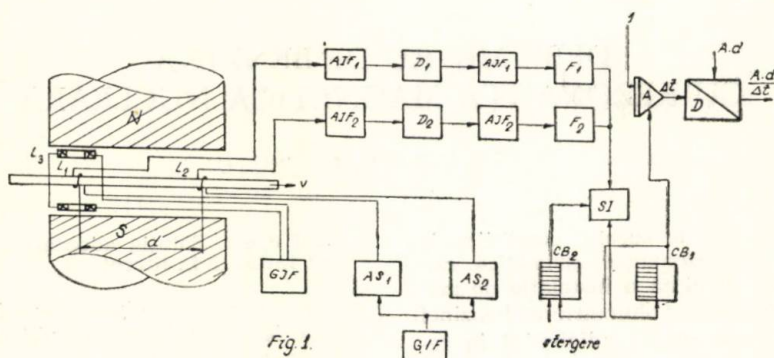


Fig. 1. Schema bloc a instalației pentru determinarea debitului volumetric al benzinei.

Cunoscând timpul de curgere a benzinei între cele două repere rezultă debitul volumetric :

$$Q = \frac{A \cdot d}{\Delta t} \quad (5)$$

în care A este secțiunea conductei, care va trebui să fie constantă între cele două repere, și Δt este intervalul de timp necesar pentru ca nucleele să parcurgă distanța d .

Benzina circulă printr-o conductă de sticlă cu un diametru interior $\Phi = 5$ mm, plasată între polii perfect paraleli ai unui electromagnet. La distanța d una de alta în câmpul magnetic se află două bobine L_1 și L_2 alimentate de la un oscilator de înaltă frecvență GIF, prin intermediul unor amplificatoare separatoare AS_1 și AS_2 .

Din condiția de rezonanță magnetică nucleară (4) a nucleului de hidrogen la frecvența $f = 10$ MHz, rezultă intensitatea câmpului magnetic static :

$$H_0 = \frac{2\pi}{\gamma} f = 194905 \text{ Asp/m} \quad (6)$$

orientată transversal pe direcția curgerii fluidului.

Lichidul circulând între cele două bobine va intra în rezonanță magnetică nucleară, caracterizată prin absorbție de energie de la câmpurile electromagnetice variabile.

În dreptul bobinei L_1 este fixată încă o bobină L_3 care este alimentată de la un generator de impulsuri de joasă frecvență GIF. Câmpul magnetic H_3 creat de bobina L_3 are aceeași direcție cu câmpul magnetic static H_0 , astfel că în prima bobină condiția apariției rezonanței magnetice nucleare este îndeplinită numai la trecerea prin zero a câmpului magnetic H_3 creat de bobina L_3 are aceeași direcție cu câmpul magnetic rapidă abiabatică în rezonanță a lichidului, dacă sint îndeplinite condițiile [5] :

$$t_0 \ll T_1, T_2; t_0 \gg \frac{1}{|\nu|H}, \quad (7)$$

în care : t_0 — timpul cit sistemul de spin nuclear este la rezonanță ;
 T_1 — timpul de relaxare longitudinală ;
 T_2 — timpul de relaxare transversală ;
 H — semiamplitudinea câmpului magnetic de radiofrecvență aplicat din exterior.

Cele două condiții (7) se pot reuni sub forma :

$$\nu^2 H^2 T_1 T_2 \gg 1, \quad (8)$$

adică să se lucreze peste saturație.

Pentru proton în apă $T_1 \approx T_2 \approx 3s$ (la benzină vor fi mult mai mari) și rezultă

$$H > 1 \text{ Asp/m}, \quad (9)$$

condiție ușor de îndeplinit în practică.

Semnalul de rezonanță magnetică nucleară care apare în dreptul bobinei L_1 , este amplificat de amplificatorul de înaltă frecvență AIF₁, detectat de detectorul D₁, amplificat din nou în joasă frecvență de AIF₁, format în circuitul de formare F₁ și prin intermediul circuitului SI aflat în stare deschisă comandă bistabilul CB₁ care basculează, furnizînd la ieșire semnal logic 1. Acest semnal conectează capacitatea de integrare a amplificatorului operațional A care va furniza la ieșire o tensiune liniară crescătoare în timp. După timpul Δt lichidul marcat va ajunge la bobina L_2 în care va apare un semnal modulat. Acest semnal este prelucrat de lanțul de circuite 2 și prin poarta SI, care nu este blocată, se aplică din nou circuitului CB₁. Circuitul CB₁ revine în starea inițială și emite la ieșire semnal logic 0 care comandă circuitul bistabil CB₂. Circuitul bistabil CB₂ oprește integrarea, descarcă capacitatea, și emite semnal 0 care blochează poarta SI, procesul de măsură fiind reluat la o comandă manuală sau automată de ștergere.

Valoarea tensiunii de ieșire a integratorului, proporțională cu Δt , este aplicată circuitului de divizare D care va furniza la ieșire rezultatul debitului volumetric Q.

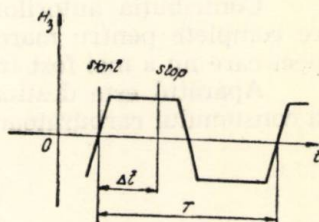


Fig. 2. Câmpul magnetic creat de bobina L_3

Perioada T a cîmpului magnetic de joasă frecvență creat de bobina L_3 este necesar să îndeplinească condiția :

$$\frac{T}{2} < \Delta t, \quad (10)$$

pentru a se asigura modulația în cazul unor variații ale vitezei de curgere. În cazul cînd relația (10) nu va fi îndeplinită se va modifica frecvența generatorului de joasă frecvență.

Concluzii

Debitmetrul cu rezonanță magnetică nucleară prezentat de autori este un aparat cu o înaltă precizie, deoarece sînt excluse erorile datorate frecărilor lichidului de pereții conductei, fenomen care nu poate fi înlăturat în cazul debitmetrelor clasice. Etalonarea aparatului, prin măsurări ale lichidului scurs prin conductă într-un interval de timp, la o temperatură care să nu ducă la pierderi de benzină prin evaporare, devine laborioasă dar foarte exactă.

Contribuția autorilor constă în conceperea unei instalații electronice complete pentru marcarea poziției nucleelor unui lichid în mișcare, aspect care nu a mai fost tratat.

Aparatul este destinat măsurărilor de laborator pentru determinarea consumului carburatoarelor autovehiculelor rutiere.

Bibliografie

- [1]. ANDREW, E. R.: *Nuclear Magnetic Resonance*. Cambridge, at the University Press, 1955, p. 10—25.
- [2]. ABRAGAM, A.: *The Principles of Nuclear Magnetism*. Oxford, 1961, p. 200—300.
- [3]. CRUȚU, G.: *Determinarea vitezei lichidelor prin conducte cu ajutorul rezonanței magnetice nucleare*. Petrol și gaze, vol. 16, nr. 11—12, 1965, p. 659—660.
- [4]. LINDNER, H.: *Elemente de fizică nucleară și atomică*. Ed. Tehnică, 1962, p. 1—80.
- [5]. VALERIU, A.: *Metoda trecerii rapide adiabatică în rezonanță magnetică nucleară*. Studii și cercetări de fizică, vol. 12, nr. 1, 1961, p. 67—73.
- [6]. * * *: *Fizica*, vol. II, Ed. didactică și pedagogică, București, 1965, p. 263—265.

SINTEZA UNOR CIRCUITE CU LOGICĂ DE PRAG

G. CRUȚU

Se prezintă sinteza unor circuite cu logică de prag, care pot înlocui actualele circuite SI, SAU, NU, NICI, NUMAI, ale funcțiilor logice booleene. Pe lângă performanțele superioare în raport cu circuitele existente, costul calculatoarelor echipate cu circuite cu logică de prag vor scădea la jumătate față de costul actual. Autorul stabilește relațiile care definesc porțile cu logică majoritară și de prag și prezintă modelele fizice ale acestora.

Problema tratată are un caracter de noutate, întrucât și în alte țări studiul și realizarea acestor porți se găsesc la început.

Es wird die Synthese von Stromkreisen mit Schwellenlogik bekannt gemacht, welche die gegenwärtigen SI (AND), SAU (OR), NU (NOT), NICI (NOT-OR), NUMAI (NOT-AND) Stromkreise der logischen Boole'schen Funktionen ersetzen können. Neben überlegenen Leistungen werden diese Stromkreise ungefähr die Hälfte kosten.

Es werden die Beziehungen bestimmt die die Tore mit Mehrheits- und Schwellenlogik definieren und es werden die physischen Modelle dieser vorgezeigt.

Necesitatea studiului și crearea unor noi module logice, a apărut din nevoia măririi siguranței în funcționare, legată de numărul de nivele ale semnalului, minimizarea și costul schemelor logice. Circuitele cu logică de prag, tratate în lucrare, prin calitatea lor, răspund acestor necesități.

1. Circuitele logice cu intrări „ponderate“

Se manifestă în prezent [2] tendința înlocuirii circuitelor booleene NU, ȘI, SAU, NICI, NUMAI, cu elemente logice bazate pe „logica de prag“, care vor reduce prețul de cost al calculatoarelor electronice la aproximativ jumătate în comparație cu costul actual.

Tabelul de adevăr (tab. 1) reprezintă o funcție booleană de trei variabile (cifra de transfer de rang superior în cazul însumării binare, SAU EXCLUSIV, [3]). Astfel :

$$\begin{aligned} f(x_1, x_2, x_3) &= x_1 x_2 \bar{x}_3 \cup x_1 \bar{x}_2 x_3 \cup \bar{x}_1 x_2 x_3 \cup x_1 x_2 x_3 \\ &= x_1 x_2 \cup x_1 x_3 \cup x_2 x_3 \end{aligned} \quad (1)$$

Tabela 1

	x_1	x_2	x_3	f
1	0	0	0	0
2	1	0	0	0
3	0	1	0	0
4	1	1	0	1
5	0	0	1	0
6	1	0	1	1
7	0	1	1	1
8	1	1	1	1

sau sub forma

$$f(x_1, x_2, x_3) = x_1(x_2 \cup x_3) \cup x_2 x_3 \quad (2)$$

Variabilele binare x_i au domeniu de valori $\{0, 1\}$.

Schemele logice corespunzătoare funcției $f(x_1, x_2, x_3)$ sub cele două forme (1) și (2), sînt reprezentate în figura 1.

Se observă că pentru forma (1) schema logică are trei nivele ale semnalului, iar pentru forma (2), patru nivele.

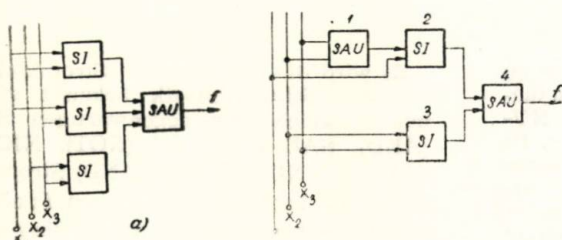


Fig. 1. Schemele logice ale funcțiilor (1) și (2)

La ieșirea primului modul SAU (figura 1b) se obține un semnal 1 dacă cel puțin unul din semnalele x_2 sau x_3 au valoarea 1. Circuitul SI notat cu 2 va avea la ieșire un semnal 1 dacă ambele semnale $x_2 \cup x_3$ și x_1 au valoarea 1. De aici rezultă că importanța, „pondera” variabilei x_1 nu este aceeași cu a variabilelor x_2 și x_3 . Pondera variabilei x_1 este mai mare.

Toate modulele din figura 1b pot fi înlocuite cu un singur modul, numit poartă, a cărei reprezentare simbolică este arătată în figura 2.

În dreptul celor trei intrări sînt notate și ponderile. Intrarea X_1 are ponderea 2 iar celelalte două intrări X_2 și X_3 , ponderea 1.

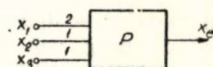


Fig. 2. Poartă logică cu intrări ponderate (reprezentare simbolică)

2. Porți cu logică majoritară

La ieșirea unei porți logice poate apărea un semnal de valoare 1 respectiv 0, dacă la majoritatea intrărilor se aplică, respectiv nu se aplică, semnale de valoare 1.

Poarta cu logică majoritară (fig. 2) se comportă în două moduri :

$$\begin{aligned} \text{a) } x_c = 1 & \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{dacă } x_1 = x_2 = \dots = x_k = 1 \\ \text{și } k \geq \frac{n}{2} + 1 \end{array} \right. \\ \text{b) } x_c = 0 & \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{dacă } x_1 = x_2 = \dots = x_k = 1 \\ \text{și } k < \frac{n}{2} + 1 \end{array} \right. \end{aligned} \quad (3)$$

$k = 1, 2, \dots, n$, iar n este par și reprezintă numărul de intrări.

Porțile logice majoritare (PM) pot avea și un număr impar de intrări. În figura 3a, cele $n = 5$ intrări ale unei porți majoritare sînt desfășurate pe o dreaptă (fig. 3b), iar în abscisă sînt figurate valorile discrete ale semnalelor aplicate la intrări. În acest caz,

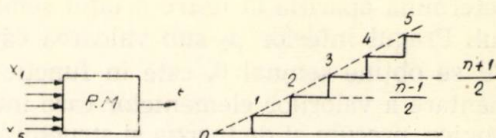


Fig. 3. Poartă logică majoritară cu 5 intrări

$$\begin{aligned}
 a) \quad x_c = 1 & \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{dacă } x_1 = x_2 = \dots = x_k = 1 \\ \text{și } k \geq \frac{n+1}{2} \end{array} \right. \\
 b) \quad x_c = 0 & \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{dacă } x_1 = x_2 = \dots = x_k = 1 \\ \text{și } k \leq \frac{n-1}{2} \text{ sau } k < \frac{n+1}{2} \end{array} \right.
 \end{aligned} \quad (4)$$

Porțile logice majoritare pot avea un număr de intrări legate permanent la surse de semnale 1 sau 0, iar restul intrărilor pot fi folosite pentru modelarea unor funcții SI sau SAU bazate pe logica booleană obișnuită. Astfel,

$$x_c = x_1 \cup x_2 \cup \dots \cup x_k \quad \text{dacă } x_{k+1} = x_{k+2} = \dots = x_n = 1 \quad (5)$$

$$x_c = x_1 x_2 \dots x_k \quad \text{dacă } x_{k+1} = x_{k+2} = \dots = x_n = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 x_c = & (x_1 x_2 \dots x_{j-1} x_j) \cup (x_1 x_2 \dots x_{j-1} x_{j+1}) \cup (x_1 x_2 \dots x_{j-1} x_{j+2}) \\
 & \dots \cup (x_1 x_2 \dots x_j x_{j+1}) \cup (x_1 x_2 \dots x_j x_{j+2}) \cup \dots \cup (x_1 x_2 \dots x_n)
 \end{aligned} \quad (7)$$

Relația (7) exprimă cazul cînd toate intrările sînt independente, iar un număr variabil de intrări sînt conectate la generatorul de semnale 1 sau 0.

3. Porți logice cu prag

Prin condiția pusă ca să apară semnal 1 la ieșirea PM atunci cînd la majoritatea intrărilor s-a aplicat semnal 1, s-a impus de fapt un anumit prag. Pragul poate fi situat și la alt nivel.

Poarta majoritară poate fi considerată un caz particular al porții cu prag (PP), la care toate ponderile sînt egale cu 1. Stabilirea pragului capătă un mai mare grad de libertate dacă ponderile sînt egale sau mai mari ca unitatea. Dacă se notează ponderea cu y_i condiția:

$$\sum_{i=1}^j x_i y_i \geq p_1 \quad (8)$$

determină apariția la ieșire a unui semnal $x_e = 1$, iar p_1 reprezintă pragul. Pragul inferior p_2 sub valoarea căruia există siguranța că la ieșirea PP se obține semnal 0, este în funcție de toleranțele tensiunilor de alimentare a valorilor elementelor care intră în componența circuitelor electronice, precum și de inerția și structura acestora.

Diferența dintre pragul superior și cel inferior $p_1 - p_2$, în cazul unor ponderi numere reale, va trebui să fie cât mai mică

$$p_1 - p_2 < 1 \quad (9)$$

incluzînd și anumite toleranțe de prag care nu pot fi evitate prin construcția circuitelor.

Poarta majoritară din figura 3 poate fi considerată ca o poartă cu prag la care raportul $p_1/p_2 = 3/2$. Tot același raport $3/2$ are și poarta care modelează de exemplu funcția logică.

$$f = x_1(x_2 \cup x_3) \quad (10)$$

și care ar necesita cîte un modul SI și SAU. Ponderile vor fi :

$$x_1 y_1 = 2 ; x_2 y_2 = 1 ; x_3 y_3 = 1$$

4. Module ale unor porți cu prag

În [4] sînt arătate proprietățile torului de ferită ca element de comutație statică. În figura 4 este reprezentat modelul electronic al unei porți PP, formată dintr-un tor de ferită și un tranzistor.

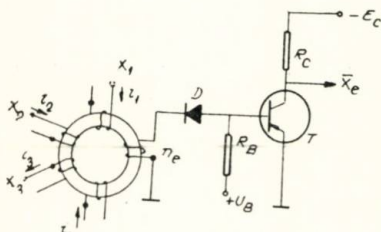


Fig. 4. Poartă logică cu prag cu ferită și tranzistor

Ponderile intrărilor X_1 , X_2 sau X_3 pot fi pozitive sau negative și de valori absolute, egale cu unitatea, sau mai mari. Ponderile dorite precum și semnul acestora se obțin prin alegerea unui număr de spire corespunzător ale înfășurărilor de intrare, respectiv prin inversarea sensului înfășurărilor. Pragul se stabilește prin valoarea tensiunii U_B . Cînd se aplică semnale la un număr suficient de intrări, se obține o sumă algebrică a fluxurilor în miezul de ferită. Comutarea inversă duce la apariția unei $t_{l.m}$

$$e = n_c \frac{d\Phi}{dt} \quad (11)$$

care deschide dioda D și astfel tranzistorul T, dacă valoarea pragului este depășită, trece în stare de saturație.

Tranzistorul T din figura 4 poate lipsi, în care caz pragul se stabilește prin polarizarea inversă a diodei D cu o tensiune corespunzătoare. Porțile PP pot fi realizate și cu module NICI cu mai multe intrări.

În figura 5 este reprezentată o poartă cu prag cu tranzistoare. Propunem în continuare jaloanele metodei de calcul a unei astfel de porți.

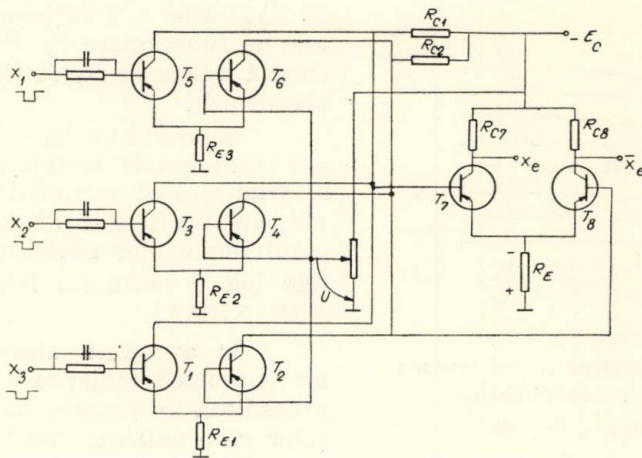


Fig. 5. Poartă logică cu prag echipată cu tranzistoare

Ponderile fiecărei intrări X_1 , X_2 , X_3 se stabilesc prin valorile rezistențelor R_{Ei} . Unitățile de curent i_{Ci} ai tranzistoarelor T_1 , T_3 , T_5 trec prin rezistența R_{C1} astfel că,

$$U_{C1} = E_C - \sum_{i=1}^n i_{Ci} R_{C1} \quad (12)$$

unde n reprezintă numărul de etaje ai căror curenți i_{Ci} trec prin rezistența R_{C1} . Potențialul scăzut u_{C1} se aplică bazei tranzistorului blocat T_7 și îl trece în stare de conducție. Joncțiunea emitor — bază va fi polarizată cu tensiunea :

$$U_{EB7} = U_{C1} - (i_{E7} + i_{E8}) R_E \quad (13)$$

Bazele tranzistoarelor T_2 , T_4 , T_6 sînt polarizate cu tensiunea U . Pragul se modifică și prin variația tensiunii U , făcîndu-se astfel corecțiile necesare. Se observă că semnalele negative de la intrare influențează și polarizarea joncțiunii tranzistoarelor T_2 , T_4 și T_6 . Tensiunea u_{C2} și u_{B0} vor fi respectiv :

$$u_{C2} = E_C - \sum_{i=1}^n i_{Ci} R_{C2} \quad (14)$$

$$u_{EB8} = u_{C2} - (i_{E7} + i_{E8}) R_E \quad (15)$$

Rezultă că $i_{C7} \neq i_{C8}$. Se pot astfel compara tensiunile $u_{C7} = i_{C7} R_{C7}$ și $u_{C8} = i_{C8} R_{C8}$. Etajul echipat cu tranzistoarele T_7 și T_8 funcționează ca un detector de prag.

În figura 6 sînt arătate caracteristicile statice și caracteristica dinamică ale unui tranzistor. Cele două zone hașurate de jos și de sus reprezintă zona de blocare respectiv de saturație a tranzistorului. Punctele de funcționare P_1 , P_2 și P_3 marchează valoarea ponderilor 1, 2 și 3 ale intrării.

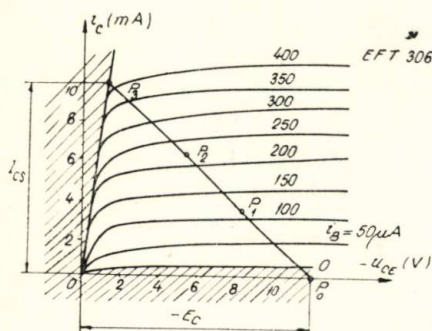


Fig. 6. Reprezentarea a trei praguri în planul caracteristicilor
 $i_c = f(u_{CE}) \mid i_B = ct.$

se prezintă ca o noutate. Studiul și construcția lor se găsesc la început și în alte țări. Avem convingerea că asimilarea lor se va face într-un timp scurt datorită cel puțin următoarelor calități: o mare fiabilitate, modelează mai simplu funcțiile logice și au un preț scăzut în comparație cu circuitele clasice.

O poartă cu logică de prag ca cea reprezentată în figura 5 prezintă și avantajul că semnalul de la ieșire are un front mai abrupt decât în cazul semnalelor obținute cu circuitele logice obișnuite NU, SI, ȘAU, NICI, NUMAI.

În concluzie, sinteza circuitelor cu logică majoritară și de prag prezentată în lucrare, stabilirea relațiilor care definesc aceste porți precum și modelele fizice ale acestora

Bibliografie

- [1]. FELEA, I. ș.a.: *Circuite cu tranzistoare în industrie II*. Ed. tehnică, 1964, p. 60—130.
- [2]. COHEN, S. și WINDER R. O.: *Circuite standard cu porți de prag* (I.E.E.E. Transactions on Computers, vol. C-18, nr. 9, sep. 1969, p. 816—823). *Electronica* vol. I, 5 mai 1970.
- [3]. CRUȚU, G.: *Sumator binar și dispozitiv de imprimare*. Buletin I. P. Brașov, vol. IX, A, Mec., 1968, p. 17—25.
- [4]. CRUȚU, G.: *Asupra folosirii feritodiodelor și feritotranzistoarelor ca elemente de bază în unele circuite ale calculatoarelor electronice numerice*. Bul. I. P. Brașov, vol. VIII, A, Mec., 1966, p. 13—22.

ALEGEREA MOTOARELOR DE ACȚIONARE PRIN ARBORE ELECTRIC ALE MAȘINII DE RECTIFICAT ARBORI POLIGONALI

EUGENIA MARGA

Rectificarea precisă a arborilor poligonali este posibilă numai prin utilizarea mașinilor de rectificat acționate prin arbore electric.

Arborele electric cu un singur motor de antrenare, oferă o precizie inferioară arborelui cu două motoare de antrenare, în ambele cazuri fiind necesare și mașini auxiliare. Alegerea rațională a puterilor turațiilor, momentelor de inerție, reprezintă o problemă importantă pentru precizia rectificării.

La rectification précise des arbres polygonaux est possible grâce à l'utilisation des machines à rectifier commandées par arbre électrique.

L'arbre électrique caractérisé par un seul moteurs d'entraînement est inférieur à l'arbre à deux moteurs d'entraînement, mais dans les deux cas il est nécessaire d'utiliser des machines auxiliaires. Le choix rationnel des puissances, des vitesses de rotation, et des moments d'inertie reste un problème très important pour obtenir une grande précision lors de la rectification.

Îmbinările cu arbori poligonali, se folosesc din ce în ce mai mult în construcția de mașini. Necesitînd un ajustaj strîns, este necesară o rectificare foarte precisă a arborilor poligonali cu trei sau cu patru muchii. Întrucît, între viteza periferică de rotație a piesei (arborelui poligonal) și viteza de avans a discului abraziv trebuie să se mențină un raport constant, soluția care oferă precizia cea mai mare este aceea care folosește pentru acționarea rotirii piesei și a avansului discului, motoare asincrone cuplate în arbore electric.

Variatatea mare a mașinilor-unelte acționate prin arbore electric, fabricate în ultimii ani în unele țări cu o veche tradiție constructivă nu a determinat încă o interpretare matematică satisfăcătoare a fenomenelor și nici o metodă de alegere a puterii motoarelor. Lucrarea de față are ca scop tocmai stabilirea unor criterii de alegere a motoarelor acestui sistem de rotire sincron.

1. Tipurile de arbori electrici folosiți la acționarea mașinilor de rectificat

Datorită capacității de încărcare relativ redusă, arborele electric fără mașini auxiliare (de lucru) [1] nu se folosește la acționarea mașinilor-unelte. Tipurile de arbori electrici caracterizați prin capacitate mare de încărcare sînt arborii cu mașini auxiliare (de egalizare) [1—4] cu un motor de antrenare (arbore la distanță) [1—4] și cu două motoare de antrenare (figura 1).

Puterile celor două sisteme de acționare, ale sistemului de rotire a piesei și ale sistemului de avans a discului, diferă foarte mult, puterea

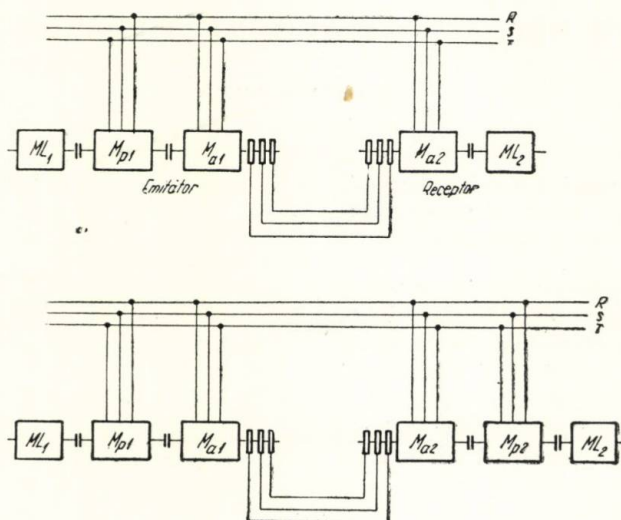


Fig. 1. Arborele electric de egalizare cu un motor de antrenare (a) și cu două motoare de antrenare (b)

necesară ultimului sistem fiind cu mult mai mare. Mașina auxiliară M_{a2} necesară acționării rotirii piesei (figura 1a) va lucra totdeauna în regim de motor (receptor) în timp ce cealaltă mașină auxiliară M_{a1} , de aceeași putere, va lucra în regim de generator. Motorul de antrenare al avansului discului, de putere relativ mare, este cuplat cu mașina auxiliară M_{a1} pe care o antrenează. Dacă mașina auxiliară M_{a2} este antrenată prin cuplaj mecanic de un motor propriu de antrenare, se obține arborele electric simetric (figura 1b).

2. Calculul puterii motoarelor arborelui electric folosit la acționarea mașinii de rectificat arbori poligonali

Pentru calculul puterii motorului de antrenare necesar rotirii piesei (arborelui poligonal) se folosește formula cunoscută [5] :

$$P_{a2} = \frac{F \rho_2 n_p}{974 \eta_2} \quad [\text{kw}] , \quad (1)$$

unde F — reprezintă componenta principală (tangențială) a forței de așchiere [kgf] ;

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{D_m^2}{4} + D_m e + e^2} \quad \text{— raza vectorie maximă a profilului poligonal [m] ;}$$

D_e — diametrul cercului circumscris curbei directoare [m] ;

D_i — diametrul cercului înscris în aceeași curbă [m] ;

D_m — diametrul cercului mediu [m] ;

$$e = \frac{D_e - D_m}{2} = \frac{D_m - D_i}{2} \quad \text{— excentricitatea profilului [m] ;}$$

η_2 — randamentul transmisiei.

Condițiile de accelerare ale mecanismului de deplasare pe o elipsă a pietrei de rectificat impun limitele de turații pentru piesă, anume $n_p = (10 - 70)$ rot/min.

Pentru calcul acoperitor se ia în considerare raza vectorie maximă, deși micșorarea acesteia în timpul unui ciclu nu reprezintă mai mult de 10 %.

Puterea motorului asincron cu rotorul bobinat necesar acționării se alege egală sau imediat superioară puterii rezultată din calcul.

Mașina auxiliară M_{a1} care funcționează în regim de generator trebuie să fie identică cu mașina M_{a2} .

Puterea necesară sistemului de antrenare al arborelui excentric care realizează traiectoria eliptică a axului discului abraziv, se calculează cu formula :

$$P_1 = \frac{M_{\max} n_1}{974 \eta_1} \quad [\text{kw}] , \quad (2)$$

unde $M_{\max} = F_{\max} D$ — reprezintă cuplul rezistent maxim raportat la axul arborelui excentric.

$F_{\max}$ — forța maximă care solicită, prin intermediul tacheților arborelui excentric [kgf] ;

μ — coeficientul de frecare dintre excentric și sania orizontală ;

D — diametrul cercului de rază egală cu distanța de la centrul de rotație al excentricului pînă la punctul cel mai depărtat față de axă [m] ;

n_1 — turația arborelui excentric [rot/min] ;

η_1 — randamentul transmisiei.

Puterea motorului de antrenare P_{p1} , trebuie să fie egală cu suma puterii mașinii auxiliare M_{a1} și a puterii necesare antrenării axului excentric P_1 , adică :

$$P_{p1} = P_{a1} + P_1 \quad (3)$$

Motorul se alege din cataloage la puterea egală sau imediat superioară celei rezultate din calcul. Acest motor este un motor asincron cu rotorul în scurtcircuit.

Acționarea pietrei de rectificat este individuală și nu are nici o legătură cu sistemul de rotație al arborelui electric. Întrucât motorului de antrenare a pietrei nu i se impun cerințe suplimentare, acesta poate fi motor asincron cu rotorul în scurtcircuit, calculat după metodele obișnuite din acționările electrice.

Din cele arătate pînă acum rezultă numai valorile puterilor mașinilor electrice folosite la arborele electric, fără a se scoate în evidență valorile turațiilor și ale momentelor de inerție ale acestor motoare. Pentru a scoate în evidență influența acestor parametri, se vor analiza în continuare, succint, funcțiile de transfer și funcțiile tranzitorii ale arborelui electric cu două motoare de antrenare și, prin particularizare, cu un motor de antrenare.

3. Funcțiile de transfer și funcțiile tranzitorii ale turațiilor celor două grupe de mașini ale arborelui electric

Ecuatiile de mișcare ale celor două grupe de mașini ale arborelui electric sînt [1]:

$$J_1 \ddot{\psi}_1 + d_{p1} \dot{\psi}_1 + c_{a1} (\psi_1 - \psi_2) = \Delta M_{r1} \quad (4)$$

$$J_2 \ddot{\psi}_2 + d_{p2} \dot{\psi}_2 + c_{a2} (\psi_2 - \psi_1) = \Delta M_{r2} \quad (5)$$

unde J_1 și J_2 reprezintă momentele de inerție ale celor două grupe de mașini ale arborelui electric:

$$d_{p1} = -\frac{\partial M_{p1}}{\partial \varphi_1} \quad \text{și} \quad d_{p2} = -\frac{\partial M_{p2}}{\partial \varphi_2} \quad \text{— coeficienții de amortizare ai mo-}$$

toarelor principale de antrenare, corespunzători pantelor caracteristicilor lor mecanice;

c_{a1} și c_{a2} — coeficienții de elasticitate ai celor două mașini auxiliare;

ψ_1 și ψ_2 — creșterile unghiului mașinilor 1 și respectiv 2 față de stările respective de echilibru φ_{10} și φ_{20} ;

ΔM_{r1} și ΔM_{r2} — variațiile încărcărilor celor două grupe de mașini.

În funcție de alunecarea s și turația sincronă n_s a cîmpului magnetic învîrtitor, se obține expresia turației n a rotorului motorului asincron:

$$n = n_s (1 - s). \quad (6)$$

Între alunecarea fiecărui grup de mașini și viteza de variație în timp a abaterii unghiulare ψ există relația:

$$\Delta s(t) = \frac{2\pi f}{p} \dot{\psi}(t), \quad (7)$$

unde f — reprezintă frecvența rețelei, și

p — numărul perechilor de poli ai mașinii asincrone.

Folosind relațiile (1), (2) și (4) sub formă operațională și considerând pe rând încărcările ΔM_{r1} și ΔM_{r2} se obțin funcțiile de transfer ale alunecărilor s_1 și s_2 ale celor două grupe de mașini.

$$\gamma_{s11}(\lambda) = \frac{\Delta s_{11}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{\lambda \psi_{11}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{B_{11}(\lambda)}{A(\lambda)} =$$

$$= \frac{2\pi f}{p} \frac{J_2 \lambda^2 + d_{p2} \lambda + C_{a2}}{J_1 J_2 \lambda^3 + (J_1 d_{p2} + J_2 d_{p1}) \lambda^2 + [(J_1 c_{a2} + J_2 c_{a1}) + d_{p1} d_{p2}] \lambda + c_{a1} d_{p2} + c_{a2} d_{p1}} \quad (8)$$

unde λ este o mărime complexă care apare de la transformarea Laplace.

În mod analog se obțin expresiile celorlalte funcții de transfer :

$$\gamma_{s12}(\lambda) = \frac{\Delta s_{12}(\lambda)}{\Delta M_{r2}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{\lambda \psi_{12}(\lambda)}{\Delta M_{r2}(\lambda)} = \gamma_{s21}(\lambda) = \frac{\Delta s_{21}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{\lambda \psi_{21}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{C_a}{A(\lambda)} \quad (9)$$

$$\gamma_{s22}(\lambda) = \frac{\Delta s_{22}(\lambda)}{\Delta M_{r2}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{\lambda \psi_{22}(\lambda)}{\Delta M_{r2}(\lambda)} = \frac{2\pi f}{p} \frac{J_1 \lambda^2 + d_{p1} \lambda + c_{a1}}{A(\lambda)} \quad (10)$$

Mașinile auxiliare sînt în general identice, și atunci : $c_{a1} = c_{a2} = c_a$

La încărcarea cu cuplu suplimentar ΔM_{r1} sau ΔM_{r2} în formă de salt, se obțin la rădăcini complexe λ_2 și λ_3 , funcțiile tranzitorii :

$$\Delta s_{11}(t) = \frac{2\pi f}{p} \frac{\Delta M_{r1}}{J_1 J_2} \left\{ \frac{c_a}{\alpha_1(\alpha_2^2 + \omega_0^2)} - \frac{J_2 \alpha_1^2 - d_{p2} \alpha_1 + c_a}{\alpha_1[(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + \omega_0^2]} e^{-\alpha_1 t} + \right.$$

$$\left. + \frac{[J_2(\alpha_2^2 - \omega_0^2) - d_{p2} \alpha_2 + c_a]^2 + \omega_0^2(d_{p2} - 2\alpha_2 J_2)^2}{\omega_0 V(\alpha_2^2 + \omega_0^2)[(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_0^2]} e^{-\alpha_2 t} \sin(\omega_0 t + \alpha_{11}) \right\} \quad (11)$$

$$\Delta s_{12}(t) = \frac{2\pi f}{p} \frac{\Delta M_{r1}}{J_1 J_2} \left[\frac{c_a}{\alpha_1(\alpha_2^2 + \omega_0^2)} - \frac{c_a}{\alpha_1[(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + \omega_0^2]} e^{-\alpha_1 t} + \right.$$

$$\left. + \frac{c_a e^{-\alpha_2 t} \sin(\omega_0 t + \alpha_{12})}{\omega_0 V(\alpha_2^2 + \omega_0^2)[(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_0^2]} \right] \quad (12)$$

Dacă o rădăcină este dublă ($\lambda_1 = -\alpha_1$; $\lambda_2 = \lambda_3 = -\alpha_2$) se obțin :

$$\Delta s_{11}(t) = \frac{2\pi f}{p} \frac{\Delta M_{r1}}{J_1 J_2} \left[\frac{c_a}{\alpha_1 \alpha_2^2} - \frac{J_2 \alpha_1^2 - d_{p2} \alpha_1 + c_a}{\alpha_1(\alpha_2 - \alpha_1)^2} e^{-\alpha_1 t} + \frac{J_2 \alpha_2^2 - d_{p2} \alpha_2 + c_a}{\alpha_2(\alpha_2 - \alpha_1)} t e^{-\alpha_2 t} + \right.$$

$$\left. + \frac{(J_2 \alpha_1 - d_{p2}) \alpha_2^2 + (2\alpha_2 - \alpha_1)}{(\alpha_2 - \alpha_1)^2 \alpha_2^2} e^{-\alpha_2 t} \right] \quad (13)$$

$$\Delta s_{12}(t) = \frac{2\pi f}{p} \frac{\Delta M_{r1}}{J_1 J_2} \left[\frac{c_a}{\alpha_1 \alpha_2^2} - \frac{c_a}{\alpha_1(\alpha_1 - \alpha_2)^2} e^{-\alpha_1 t} + \right.$$

$$\left. \frac{(2\alpha_2 - \alpha_1)}{\alpha_2^2(\alpha_2 - \alpha_1)} e^{-\alpha_2 t} + \frac{1}{\alpha_2(\alpha_1 - \alpha_2)} t e^{-\alpha_2 t} \right] \quad (14)$$

Dacă rădăcinile sînt reale și distincte ($\lambda_1 = -\alpha_1$; $\lambda_2 = -\alpha_2$ și $\lambda_3 = -\alpha_3$)

$$\Delta s_{11}(t) = \frac{2\pi f}{p} \frac{\Delta M_{r1}}{J_1 J_2} \left[\frac{c_a}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3} - \frac{J_2 \alpha_1^2 - d_{p2} \alpha_1 + c_a}{\alpha_1(\alpha_1 - \alpha_2)(\alpha_1 - \alpha_3)} e^{-\alpha_1 t} - \right.$$

$$\left. - \frac{J_2 \alpha_2^2 - d_{p2} \alpha_2 + c_a}{\alpha_2(\alpha_2 - \alpha_3)(\alpha_2 - \alpha_1)} e^{-\alpha_2 t} - \frac{J_2 \alpha_3^2 - d_{p2} \alpha_3 + c_a}{\alpha_3(\alpha_3 - \alpha_1)(\alpha_3 - \alpha_2)} e^{-\alpha_3 t} \right] \quad (15)$$

$$\Delta s_{12}(t) = \frac{2\pi f \Delta M_{r2}}{p J_1 J_2} \left[\frac{c_a}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3} - \frac{c_a}{\alpha_1 (\alpha_1 - \alpha_2) (\alpha_1 - \alpha_3)} e^{-\alpha_1 t} - \frac{c_a}{\alpha_2 (\alpha_2 - \alpha_3) (\alpha_2 - \alpha_1)} e^{-\alpha_2 t} - \frac{c_a}{\alpha_3 (\alpha_3 - \alpha_1) (\alpha_3 - \alpha_2)} e^{-\alpha_3 t} \right] \quad (16)$$

După înlocuirile lui J_2 cu J_1 se obțin expresiile funcțiilor tranzitorii $\Delta s_{21}(t)$ și $\Delta s_{22}(t)$ la încărcarea suplimentară ΔM_{r2} .

Arborele electric cu două motoare de antrenare prezintă avantajul că la valori mai mari ale coeficientului de amortizare d_p ca valoare critică d_{pc} suprareglajul lipsește, iar timpul de reglaj [3] are valoarea minimă la $d_p = d_{pc}$ (figura 2). Cu ajutorul relațiilor (11—16) s-au calculat și reprezentat pe figura 2 cele 9 curbe $\Delta s(t)$ corespunzătoare valorilor

$$\Delta s(\infty) = \frac{2\pi \Delta M_{r1}}{p J_1 f_2} \frac{c_a}{\alpha_1 \alpha_2^2} = 0,153; 0,096; 0,05; 0,03; 0,0175; 0,015; 0,01; 0,054 \text{ și } \frac{d_p}{2\sqrt{2Jc_a}} = 0,15; 0,25; 0,4; 0,6; 0,8; 0,9; 1; 2,0 \text{ și } 5.$$

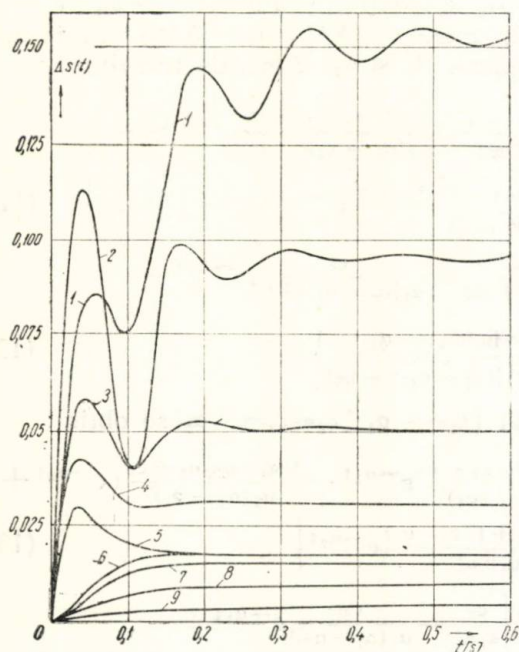


Fig. 2. Funcțiile tranzitorii ale alunecării arborelui electric corespunzătoare diferitelor valori ale coeficientului de amortizare d_p al motoarelor principale de antrenare

Dacă antrenarea arborelui se face numai printr-un motor de antrenare, în acest caz înlocuind în expresiile (4—16) $d_{p2} = 0$ se obțin funcțiile de transfer și funcțiile tranzitorii ale alunecărilor celor două grupe de mașini.

Caracteristic pentru arborele nesimetric (la distanță) este faptul că indiferent de valoarea coeficientului de amortizare d_{p1} , regimul de funcționare este totdeauna oscilator. Ca urmare, va exista totdeauna un anumit suprareglaj, caracteristic erorii dinamice a sistemului de urmărire.

Există o valoare minimă a acestui suprareglaj căreia-i corespunde o anumită valoare critică a coeficientului de amortizare d_{p1} a motorului de antrenare. Mărirea sau micșorarea valorii coeficientului d_p provoacă mărirea suprareglajului. Ca motor de antrenare se folosește a-

proape în exclusivitate motorul asincron cu rotorul în scurtcircuit.

Valoarea coeficientului de amortizare d_p a acestui motor, fiind determinată de panta caracteristicii lui mecanice $M = f(\Omega)$, rezultă că

valoarea maximă se obține la mersul în gol (Ω_0) iar cu creșterea încărcării, coeficientul d_p scade pînă la valoarea zero, corespunzătoare alunecării de răsturnare.

Luînd în considerare valorile reale ale parametrilor arborelui electric, c_a , J_1 , J_2 , rezultă că motorul asincron cu rotorul în scurtcircuit, nu este capabil să obțină coeficienți mari de amortizare, după caracteristicile lor naturale, iar mărirea artificială a acestor coeficienți, prin mărirea panțelor caracteristicilor mecanice, este foarte dificilă și costisitoare. Ca urmare este necesară alegerea unui motor asincron cu rotor în scurtcircuit, care să aibă un coeficient de amortizare d_{p1} a cărei caracteristică naturală să posede o pantă mai mare. O metodă eficace de mărire a acestui coeficient este supradimensionarea motorului cu 50 % pînă la 100 % față de puterea obținută prin calcul. În acest fel coeficientul d , obținut se poate apropia de valoarea critică d_{pc} iar încărcarea mașinii nu produce o variație mare de turație și implicit o scădere însemnată a coeficientului d_p .

La aceiași parametri ai arborelui d_{p1} și c_a , momentele de inerție J_1 și J_2 de asemenea au un rol important asupra comportării dinamice a sistemului de rectificare. Astfel, timpul de reglaj t_r , care caracterizează productivitatea unei mașini [3] scade cu scăderea momentului de inerție rezultat:

$$J_r = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \quad (17)$$

mai ales în cazul în care momentele de inerție J_1 și J_2 sînt egale sau foarte apropiate ca valoare. Este știut faptul că productivitatea unei mașini acționată prin arbore electric, la o anumită eroare impusă este invers proporțională cu timpul de reglaj.

În cazul în care valorile momentelor de inerție J_1 și J_2 diferă mult unul față de celălalt, timpul de reglaj crește și odată cu el crește și supra-

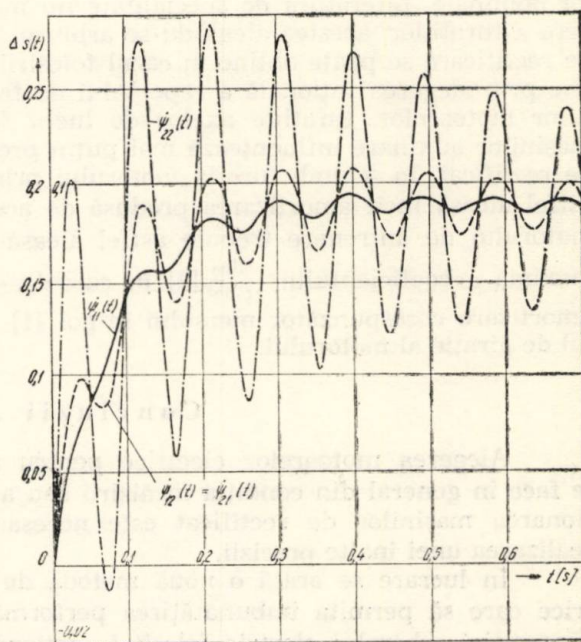


Fig. 3. Funcțiile tranzitorii ale alunecărilor arborelui electric antrenat de un singur motor de antrenare

reglajul. Cele spuse mai sus se pot observa pe figura 3 unde se arată funcțiile tranzitorii ale alunecărilor în cazul încărcărilor mașinilor celor două grupe de mașini cu cupluri rezistente unitare. Calculele sînt efectuate cu ajutorul relațiilor (11) și (12) pentru $d_{p1}=5,29 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$, $d_{p2}=0$, $c_a=300 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$, $J_1=0,326 \text{ kgm}^2$ și $J_2=0,0815 \text{ kgm}^2$. Deoarece mașina auxiliară M_{a2} este caracterizată de o putere mică și implicit de un moment de inerție J_2 mic față de $J_1=J_{1Mp}+J_{1Ma}$, pentru îmbunătățirea performanțelor mașinii de rectificat este necesară mărirea artificială a momentului de inerție J_2 prin adăugarea unui mic volant pe axul mașinii M_{a2} .

4. Alegerea turațiilor mașinilor electrice ale arborelui electric necesare acționării mașinii de rectificat

S-a arătat mai sus modul de alegere al puterii motoarelor care formează arborele electric. Pentru alegerea concretă a motoarelor arborelui electric, pe lângă puterea la arbore este necesară și cunoașterea turațiilor lor nominale. Literatura de specialitate nu indică nici un criteriu de alegere a turațiilor, acestea alegîndu-se arbitrar. Mărirea preciziei procesului de rectificare se poate obține în cazul folosirii acționării prin arbore electric prin alegerea rațională a raportului de transmisie, și implicit a turațiilor motoarelor, turațiile axelor de lucru fiind impuse. Dacă turațiile mașinilor auxiliare influențează mai puțin precizia prelucrării pe mașinile de rectificat, în schimb turația motorului principal de antrenare, trebuie astfel aleasă încît amortizarea produsă de acesta să fie maximă. Turația motorului de antrenare trebuie astfel aleasă încît să se obțină valoarea maximă a coeficientului $\frac{dp_0}{GD^2}$ [4] în care d_{p0} — reprezintă coeficientul de amortizare corespunzător mersului în gol [1] iar GD^2 reprezintă momentul de inerție al motorului.

Concluzii

Alegerea motoarelor electrice pentru acționarea mașinilor unelte se face în general din condiția încălzirii sau a supraîncălzirii. Pentru acționarea mașinilor de rectificat este necesară o condiție suplimentară, realizarea unei înalte precizii.

În lucrare se arată o nouă metodă de alegere a motoarelor electrice care să permită îmbunătățirea performanțelor dinamice și implicit a preciziei arborelui electric folosit la acționarea mașinilor de rectificat.

Indiferent de tipul arborelui, cu un motor de antrenare (la distanță) sau cu două motoare de antrenare (simetric), pentru alegerea motoarelor arborelui electric folosit la acționarea mașinilor de rectificat este necesară îndeplinirea următoarelor criterii :

— alegerea turațiilor motoarelor de antrenare care să determine valoarea maximă a raportului $\frac{dp_0}{GD^2}$

— alegerea motoarelor cu momente de inerție apropiate ale celor două grupe de mașini. Dacă rămâne încă o diferență destul de mare între momentele de inerție J_1 și J_2 atunci este necesară mărirea artificială a momentului de inerție al grupului de mașini cu J cel mai mic ;

— supradimensionarea motoarelor arborelui cu 50 ~ 100 % față de puterile obținute prin calcul, care determină o mărire a preciziei și a productivității de 1,5 ~ 3 ori.

Folosirea arborelui electric simetric permite obținerea unor performanțe calitativ superioare arborelui la distanță. Investiția suplimentară determinată de necesitatea unui motor suplimentar este neînsemnată față de costul total al unei mașini de rectificat.

Luarea în considerare, la proiectare a acestor recomandări determină posibilitatea măririi atât a preciziei cât și a productivității mașinilor de rectificat arbori poligonali.

Bibliografie

- [1]. UNGRUH, F. und JORDAN, H.: *Gleichlaufschaltungen von Asynchronmotoren*. Verlag „Fr. Vieweg und Sohn“ Braunschweig 1964.
- [2]. MARGA, E. și MARGA, GH.: *Considerații cu privire la acționarea mașinilor unelte cu arbore electric*. Buletinul celei de „A VII-a sesiuni de comunicări tehnico-științifice I.C.P.E.“, 22—25 sept. 1970, București.
- [3]. MARGA, E.: *Studiul oscilațiilor cuplajelor sincrone ale mașinilor unelte provocate de acționarea prin arbore electric*. Buletinul „Conferinței din domeniul proceselor și utilajelor de prelucrare la rece“, 31 oct.—1 nov. 1970, I. P. Timișoara, pag. 120—127.
- [4]. MARGA, G. și MARGA, E.: *Alegerea raportului de transmisie al reductoarelor arborelui electric și stabilitatea sistemului de acționare a macaralelor și transportoarelor cu bandă*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. IX, seria A — mecanică, 1967, p. 35—44.
- [5]. CHIRIACESCU, S.: *Studiul îmbinărilor poligonale*. Proiect de diplomă, 1965.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ELEMENTULUI AMPLIFICATOR MAGNETIC

IOAN MATLAC

În lucrare se prezintă ecuațiile elementului amplificator magnetic și soluțiile lor pentru diferite regimuri de funcționare. De asemenea se aduc unele precizări cu privire la funcționarea elementului amplificator magnetic în regim de comutație.

This work presents the equations of the of magnetic amplifier element and thier solutions for various operating states. Also here are given some specifications uoncerning the EAM operation in the commutation state.

Amplificatoarele magnetice cunosc în prezent o dezvoltare rapidă, datorită faptului că în combinație cu elementele semiconductoare permit realizarea unor dispozitive statice simple, robuste și cu randament ridicat. Aceste dispozitive se utilizează din ce în ce mai mult, în automatizări. În strînsă legătură cu actuala evoluție a amplificatoarelor magnetice apar numeroase lucrări privind teoria dispozitivelor magnetice nelineare și în particular a amplificatoarelor magnetice. Teoria amplificatoarelor magnetice are la bază elementul amplificator magnetic (EAM).

În această lucrare se prezintă ecuațiile EAM și soluțiile lor pentru diferitele regimuri de funcționare. Față de literatura consultată [1—5], în prezenta lucrare se aduc precizări cu privire la funcționarea în regim de comutație.

1. Ecuațiile elementului amplificator magnetic

În cele ce urmează, se analizează funcționarea EAM (figura 1), în următoarele ipoteze simplificatoare : 1) se consideră că miezul are o caracteristică de magnetizare ideală, de forma celei reprezentate în figura 2 ; se neglijează procesul tranzitoriu care are loc la trecerea miezului din starea nesaturată în starea saturată (bascularea directă sau comutarea directă a miezului) și respectiv, procesul tranzitoriu care are loc la trecerea miezului din starea saturat, în starea nesaturat (bascularea inversă sau comutarea inversă a miezului) ; 3) se consideră că bobina de șoc legată în serie cu înfășurarea de comandă are o reactanță atît de mare, încît componenta alternativă a curentului din circuitul de comandă este neglijabilă. Cu aceste ipoteze, ecuațiile EAM sînt :

$$\frac{d\psi}{dt} + i_s r_s = U_m \sin \omega t \quad (a)$$

$$U_c = I_c r_c \quad (b) \quad (1)$$

$$i_s w_s + I_c w_c = i_0 w_s \quad (c)$$

unde i_0 este curentul de magnetizare, r_s — rezistența circuitului de sarcină, r_c — rezistența înfășurării de sarcină, r_c — rezistența

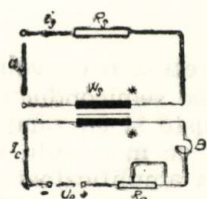


Fig. 1. Schema electrică a elementului amplificator magnetic

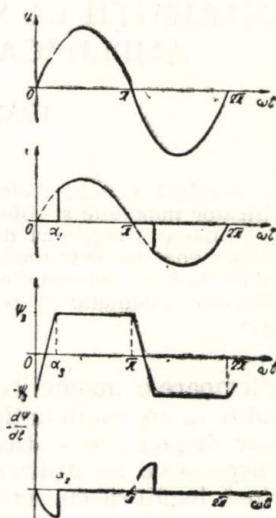


Fig. 2. Caracteristici de magnetizare: a — reale; b — ideale (I — curentul de premagnetizare)

circuitului de comandă ($r_c = R_c + r_{wc}$; r_{wc} — rezistența înfășurării de comandă).

2. Regimul de mers în gol.

Acest regim se caracterizează prin $I_c = 0$ și $U_m < U_{ns}$; U_{ms} este tensiunea critică, adică acea valoare maximă a tensiunii alternative, la care are loc saturarea miezului. În acest regim miezul rămâne nesaturat de-a lungul perioadei T , elementul amplificator comportându-se ca o bobină cu inductanță infinită ($\mu = B/H = \infty$), $i_s = 0$ și deci, din ecuația 1 a rezultă:

$$\psi = -\psi_m \cos \omega t$$

3. Regimul de funcționare cu miez în curent alternativ.

În acest regim: $I_c = 0$; $U_m > U_{ms}$. Dacă $U_m > U_{ms}$, atunci de-a lungul perioadei T (fig. 3) se disting intervalele $\omega t \in (0, \alpha_s)$ și $\omega t \in (\pi, \pi + \alpha_s)$ în care miezul este nesaturat și respectiv intervalele $\omega t \in (\alpha_s, \pi)$ și $\omega t \in (\pi + \alpha_s, 2\pi)$ în care miezul este saturat, deoarece curentul este diferit de zero.

În intervalele în care miezul este saturat $i_s = 0$; ecuația 1 a devine:

$$\frac{d\psi}{dt} = U_m \sin \omega t,$$

de unde

$$\psi = -\frac{U_m}{\omega} \cos \omega t + C,$$

Constanta de integrare se determină din condiția: (figura 3) pentru:

$$\omega t = 0; \psi = -\psi_s$$

Rezultă:

$$C = -\psi_s + \frac{U_m}{\omega} \text{ și deci,}$$

$$\psi = \frac{U_m}{\omega} (1 - \cos \omega t) - \psi_s. \quad (2)$$

Unghiul α_s , corespunzător momentului comutării directe a miezului se numește unghi de saturație și se determină din condiția: (figura 3) pentru $\omega t = \alpha_s$; $\psi = \psi_s$.

Punind această condiție în expresia fluxului înălțuit (2) se obține:

$$\alpha_s = \arccos \left(1 - 2 \frac{\omega \psi_s}{U_m} \right) = \arccos \left(1 - 2 \frac{U_{ms}}{U_m} \right) \quad (3)$$

În intervalele în care miezul este saturat, fluxul înălțuit rămâne constant $\psi = \psi_s$, $\frac{d\psi}{dt} = 0$; ecuația (1a) devine:

$$i_s R_s = U_m \sin \omega t, \quad i_s = \frac{U_m}{R_s} \sin \omega t. \quad (4)$$

Din forma de variație a curentului de sarcină i_s (figura 3), rezultă că EAM cu miez saturat în c.a. funcționează ca un contact sincron care se închide în alternanța pozitivă, respectiv în cea negativă, la un moment ce poate fi modificat prin modificarea valorii maxime a tensiunii alternative și care se deschide în momentul trecerii curentului prin zero.

4. Regimul de funcționare cu miez saturat în curent continuu. ($I_c \neq 0$)

Dacă curentul de comandă este diferit de zero, variația inducției magnetice în miez, în funcție de intensitatea cîmpului magnetic rezultat, are loc după o caracteristică de magnetizare asimetrică (figura 2 b, c, d). Datorită caracteristicii de magnetizare asimetrice, la funcționarea EAM $I_c \neq 0$ ($|I_c| < |I_{cs}|$, (I_{cs} — valoarea curentului de comandă pentru care inducția minimă $B_{\min}$ devine egală cu inducția B_s) și $U_m = \text{const}$, miezul este nesaturat (figura 4) în intervalele $\omega t \in (0, \alpha_0)$ și $\omega t \in (\pi + \alpha_0, 2\pi)$ saturat în intervalul $\omega t \in (\alpha_0, \pi + \alpha_0)$. Pentru intervalul în care miezul este saturat, curentul de sarcină i_s este dat de expresia (4), iar în intervalul în care miezul este nesaturat ($i_0 = 0$) din ecuația (1 c) rezultă :

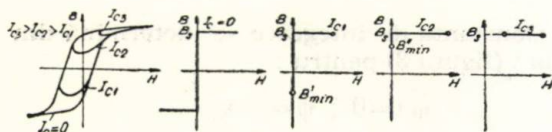


Fig. 4. Explicativă la funcționarea EAM cu miez saturat în c.c.

$$i_s = -I_c \frac{w_c}{w_s} = -I'_c, \quad (5)$$

unde I'_c se numește curent de comandă raportat.

Din ecuația (1 a) și din (5) se obține :

$$\frac{d\psi}{dt} = U_m \sin \omega t + I'_c R_s,$$

de unde

$$\psi = -U_m \cos \omega t + \frac{I'_c R_s}{\omega} \omega t + C. \quad (6)$$

Unghiul α_0 (figura 4), numit unghi de demagnetizare, se obține din condiția :

$$i_s + I'_c = 0$$

sau

$$I_m \sin(\pi + \alpha_0) = -I'_c$$

de unde

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{I'_c}{I_m} \quad (7)$$

În intervalul în care miezul este nesaturat, fluxul înlănțuit obține valoarea minimă $\psi_{\min}$, pentru $\omega t = -\alpha_0$. În adevăr, din $d\psi/dt = 0$, rezultă $\sin \omega t = -I'_c/I_m$ și comparînd cu (7) rezultă $\omega t = -\alpha_0$. Cunoșcîndu-se valoarea unghiului ωt pentru care $\psi = \psi_{\min}$ se poate determina constanta C din expresia (6) și deci :

$$\psi = \frac{U_m}{\omega} (\cos \alpha_0 - \cos \omega t) + \frac{I'_c R_s}{\omega} (\omega t + \alpha_0) + \psi_{\min} \quad (8)$$

Observînd că pentru valorile $-\pi + \alpha_0$  i α_s , $\psi = \psi_s$, din (8) rezultă :

$$\psi_s = \frac{U_m}{\omega} (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_s) + \frac{I'_c R_s}{\omega} (\alpha_s + \alpha_0) + \psi_{\min} \quad (9)$$

$$\psi_s = \frac{U_m}{\omega} [\cos \alpha^0 - \cos (-\pi + \alpha_0)] + \frac{I'_c R_s}{\omega} (-\pi + \alpha_0 + \alpha_0) + \psi_{\min} \quad (10)$$

Din expresiile (3.11)  i (3.12) se obține ecuația :

$$\cos \alpha_s + \cos \alpha_0 = \frac{I'_c}{I_m} (\alpha_s + -\alpha_0) \quad (11)$$

care permite determinarea lui α_s în funcție de I'_c/I_m [2], [3].

Cunosc ndu-se unghiurile α_s  i α_0 se poate stabili  i relația dintre curentul de sarcină  i curentul de comandă $I_s = f(I_c)$, rela ie denumită caracteristica intrare-ieșire a EAM. Din această caracteristică [2], [3] rezultă proprietatea de amplificare a EAM, la funcționarea lui cu miez saturat în curent continuu.

Un caz particular al funcționării EAM cu miez saturat în c.c.  l reprezintă regimul de comutație. EAM funcționează în acest regim, dacă curentul din circuitul de comandă ia doar valorile extreme : $I_c = 0$, $I_c = I_{cs}$. Pentru $I_c = 0$, inductivitatea înfășurării de sarcină este infinită $L_s = \infty$ ($i_s = 0$) iar pentru $I_c = I_{cs}$; $L_s = 0$ ($i_s = i_{sk}$). Prin urmare, la modificarea bruscă a curentului de comandă de la zero la I_{cs} respectiv de la I_{cs} la zero, EAM se comportă ca un contact electric :  nchis pentru $I_c = 0$  i deschis pentru $I_c = I_{cs}$.

5. Regimul de scurtcircuit.

EAM funcționează în regim de scurtcircuit, c nd de-a lungul întregii perioade T , miezul este saturat. La acest regim se poate ajunge prin mărirea curentului din circuitul de comandă până la valoarea I_{cs} pentru care inducția minimă $B_{\min}$ devine egală cu inducția corespunzătoare stării saturate a miezului B_s .  n regim de scurtcircuit rezultă pentru curent tot expresia (4), valabilă însă, în întreaga perioadă T ,  i deci, curentul de scurtcircuit i_{sk} este sinusoidal.

Dacă miezul EAM este saturat în c.a., atunci, a a după cum rezultă din relația (3), miezul va fi saturat de-a lungul întregii perioade T ($\alpha_s = 0$), pentru $U_m = \infty$. Deoarece, din punct de vedere practic funcționarea EAM cu $U_m = \infty$ nu poate avea loc se va considera regim de scurtcircuit pentru cazul s tur rii miezului în c.a. acel regim pentru care valoarea efectivă a curentului de sarcină este egală cu valoarea efectivă a curentului de scurtcircuit I_{sk} corespunzătoare s tur rii miezului în c.c. Pun nd această condiție rezultă :

$$\frac{U_{msc}}{2} \sqrt{\frac{1}{2\pi} (2\pi - 2\alpha_{sc} + \sin 2\alpha_{sc})} = U_m \quad (12)$$

unde U_{msc} este valoarea maximă a tensiunii alternative în cazul regimului de scurtcircuit : α_{sc} — unghiul de saturație la scurtcircuit, U_m — valoarea maximă a tensiunii în cazul saturării miezului în c.c. Din relațiile (3) și (12) rezultă U_{msc} și α_s .

6. Concluzii

Din analiza soluțiilor ecuațiilor EAM se desprind următoarele concluzii :

1. EAM poate funcționa în două regimuri de bază : a) cu miez saturat în c.a. ; b) cu miez saturat în c.c.

2. În regim de funcționare cu miez saturat în c.a., EAM se comportă ca un contact electric sincron comandat prin intermediul tensiunii alternative aplicate circuitului de sarcină.

3. În regim de funcționare cu miez saturat în c.c., EAM permite amplificarea curentului de sarcină, prin intermediul curentului de comandă. Un caz particular al acestui regim, îl reprezintă regimul de comutație.

Bibliografie

- | | |
|---|---|
| <p>[1]. GEYGER, W. A.: <i>Dispozitive magnetice neliniare</i>. (Traducere din limba engleză). București, Editura tehnică, 1964.</p> <p>[2]. NICOLAIDE, A.: <i>Elemente de reglaj automat și automatizare</i>. Partea I, Note de curs, I. P. Brașov, 1963.</p> | <p>[3]. STEFANOVICI, T. T.: <i>Amplificatoare magnetice pentru automatizarea industriei</i>. București, Ed. tehnică, 1963.</p> <p>[4]. STONN, H. F.: <i>Magnitnîie usiliteli</i>. Moskva, Izd. inostrannoï literaturî, 1957.</p> <p>[5]. ATTURA, G.: <i>Magnitnîie usiliteli</i>. Moscva-Leningrad, Gosenergoizdat, 1963.</p> |
|---|---|

ARBORE ELECTRIC CU MOTOARE DE CURENT CONTINUU CU COMANDA PE EXCITAȚIE

GH. MARGA

Realizarea arborelui electric cu motoare de curent continuu este posibilă datorită modificărilor relativ simple ale caracteristicilor mecanice. Variația fluxului magnetic al motoarelor de curent continuu în funcție de unghiul de decalaj dintre rotoare, sesizat de un traductor unghiular, se realizează relativ simplu, amplificatorul de putere intermediar necesitând o putere redusă.

Cele mai potrivite motoare de curent continuu sînt cele cu excitație mixtă, asigurîndu-se astfel comenzi separate pentru pornire sau modificare a turației, de cele ale rotirii sincrone.

La réalisation de l'arbre électrique à moteurs à courant continu est possible grâce à quelques modifications simples des caractéristiques mécaniques.

La variation du flux magnétique des moteurs à courant continu en fonction de l'angle de décalage entre les rotors des moteurs indiqué par un traducteur angulaire, se réalise sans complications, la puissance de l'amplificateur intermédiaire étant réduite.

Les moteurs à courant continu à l'excitation compound assurent des commandes distinctes du démarrage et de la rotation synchrone.

Introducere

Motoarele asincrone cu rotoarele bobinate, cuplate electric, reprezintă deocamdată singura soluție pentru obținerea arborelui electric, cu toată stabilitatea statică și dinamică limitată. Înclinația spre oscilație, foarte pronunțată mai ales la arborele nesimetric (la distanță) [1, 2] folosit la acționarea mașinilor unelte, randamentele scăzute mai ales la turații scăzute, legăturile electrice parcurse de curenții de egalizare rotorici însemnați, reprezintă principalele dezavantaje ale arborelui electric cu motoare asincrone cu rotoarele bobinate.

Ca urmare a celor arătate, mai jos se descrie un nou tip de arbore electric, în care motoarele de curent continuu pot să-și modifice caracteristicile mecanice $n = f(M)$, astfel că există posibilitatea încărcării celor două mașini cu cupluri rezistente de valori și chiar sensuri diferite. Pentru obținerea deplasărilor caracteristicilor mecanice ale motoarelor de curent continuu, modificarea excitației, în funcție de unghiul de decalaj dintre rotoarele arborelui electric, reprezintă una din cele mai avantajoase soluții, deoarece puterile necesare, suplimentare, de comandă a excitațiilor, sînt mult mai mici ca puterile nominale ale acestor motoare.

Pentru analiza precisă a comportării noului tip de arbore electric, se va analiza mai întâi, în lucrarea de față, comanda pe excitație a motorului de curent continuu.

1. Schema structurală și funcția de transfer a motorului de curent continuu comandat pe excitație

Pentru compunerea schemei structurale a motorului de curent continuu comandat pe excitație este necesară cunoașterea ecuațiilor generale linearizate ale acestuia [3].

Din ecuația de echilibru a cuplurilor, rezultă :

$$\Delta \Omega(s) = [\Delta M_m(s) - \Delta M_r(s)] \frac{1}{J_s} \quad (1)$$

unde

$$\Delta M_m(s) = M_{mo} \left[\frac{\Delta i_i(s)}{i_{io}} + \frac{\Delta \Phi(s)}{\Phi_0} \right] \quad (2)$$

Din ecuația de echilibru a tensiunilor circuitului indusului rezultă :

$$\Delta i_i = [\Delta u(s) - \Delta e(s)] = [\Delta u(s) - \Delta e(s)] \frac{1/r_i}{T_{is} + 1} \quad (3)$$

unde

$$\Delta e(s) = e_o \left[\frac{\Delta \Omega(s)}{\Omega_o} + \frac{\Delta \Phi(s)}{\Phi_o} \right] \quad (4)$$

Valorile nominale ale vitezei unghiulare Ω , ale cuplului motor M_m ale curentului din indus i_i , ale fluxului magnetic Φ și ale tensiunii electromotoare e s-au notat cu indicii zero. Abaterile de la aceste valori și de la tensiunea de borne U , s-au notat cu litera Δ .

Impedanța operațională a indusului $Z_i = r_i + sL_i$ și constanta electromagnetică a circuitului indusului $T_i = L_i/r_i$ s-au folosit la calculul funcției de transfer. Cu ajutorul ecuațiilor (1)–(4) se poate construi schema structurală [3] a motorului (figura 1 a).

După câteva simplificări structurale (figura 1 b) și după neglijarea constantei electromagnetice T_i a indusului ($T_i \ll T_m$) se obțin variantele c, d și e ale schemei structurale ale motorului de curent continuu comandat pe excitație, ținând cont că :

$$T_m = \frac{J_{ri}}{C_m C_e}, \quad T_{ex} = \frac{L_{ex}}{r_{ex}}, \quad d_a = \frac{C_m C_e}{r_i} \text{ și } k_m = \frac{1}{C_e}$$

unde T_m reprezintă constanta electromagnetică a motorului

T_{ex} — constanta electromagnetică a circuitului de excitație ;

d_a — coeficientul de amortizare al motorului [2] ;

k_{ex} — coeficientul de amplificare al circuitului excitației ;
 k_m — coeficientul de amplificare al motorului.

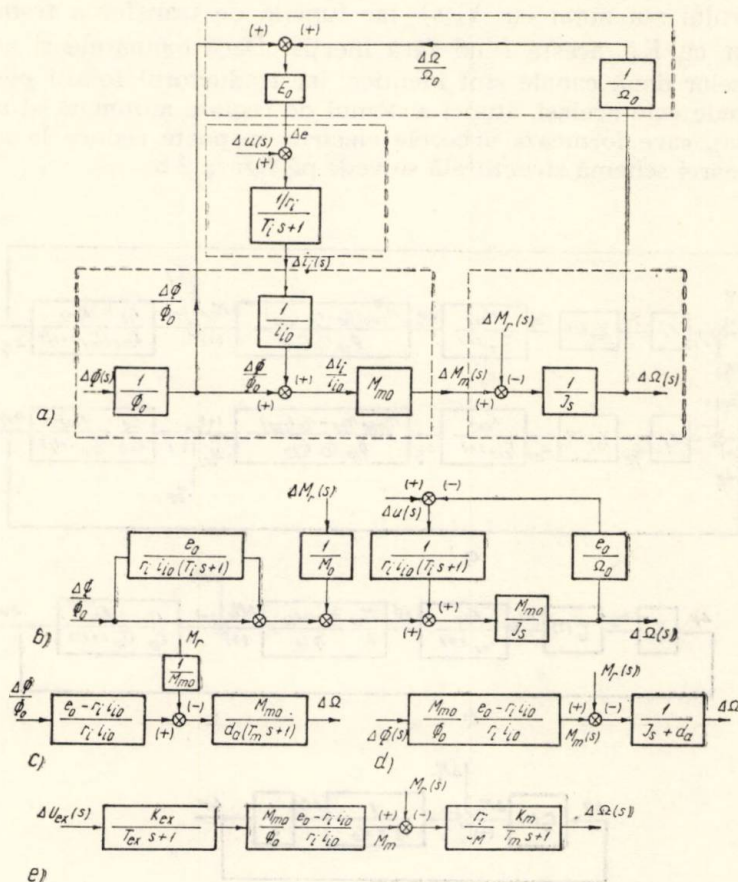


Fig. 1. Schemele structurale ale motorului de curent continuu comandat pe excitație

2. Arbore electric cu motoare de curent continuu cu comanda pe excitație

Dacă unghiul de decalaj dintre rotoarele mașinilor de curent continuu se măsoară cu ajutorul unui traductor de unghi, iar tensiunea obținută de la acesta se amplifică într-un amplificator de putere, atunci, cu această putere, nu prea mare, se poate comanda excitația motoarelor, modificându-le caracteristicile mecanice. Prin deplasarea în sensuri contrarii a caracteristicilor mecanice, pantele acestora se modifică, permițând încărcarea motoarelor, la aceeași turație, cu cupluri inegale.

Schema structurală a acestui nou tip de arbore electric se vede pe figura 2 a. Cu indicele 1 s-au notat elementele de comandă ale motorului 1 iar cu indicele 2 cele ale motorului al doilea. Funcția de transfer a amplificatorului s-a notat cu $Y_a(s)$ iar funcția de transfer a traductorului unghiular cu K_t , acesta fiind fără inerție. Dacă motoarele și amplificatoarele celor două canale sînt identice, iar traductorul folosit pentru cele două canale este același, atunci sistemul de reglare automată al unghiului de decalaj, care formează arborele electric, se poate reduce la un singur canal, a cărei schemă structurală se vede pe figura 2 b.

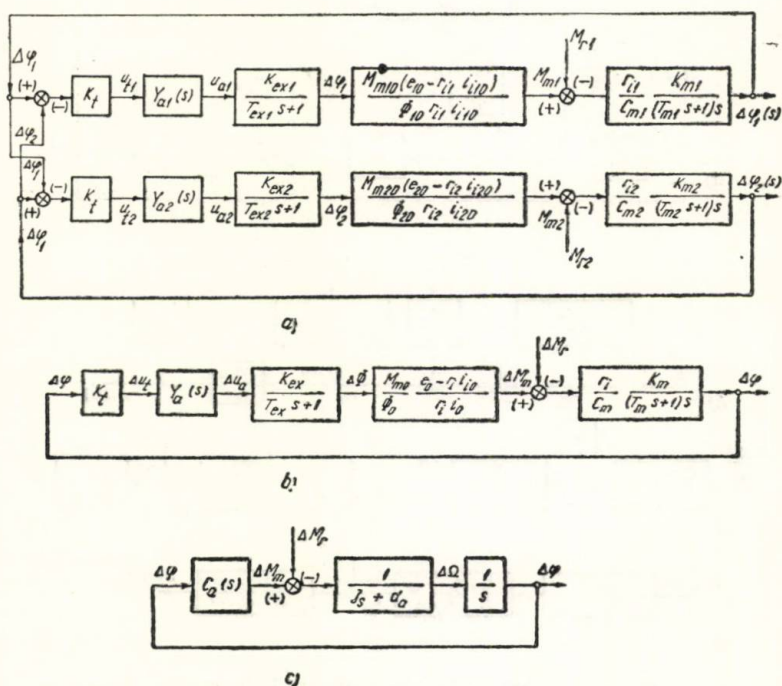


Fig. 2. Schemele structurale ale arborelui electric cu motoare de curent continuu comandat pe excitație

În regim staționar ($s=0$), toate elementele cuprinse între intrare și punctul de aplicație a încărcării ΔM_r pot fi unite într-un element echivalent unui coeficient de elasticitate c_{a0} măsurat în Nm/rad, analog coeficientului de elasticitate al arborelui electric cu motoare asincrone [1]. Expresia acestui coeficient este :

$$c_{a0} = k_t k_a k_{ex} \frac{M_{m0} e_0 - r_i i_{i0}}{\Phi_0 r_i i_{i0}} \quad (5)$$

În regim tranzitoriu coeficientul de elasticitate operațional $c_a(s)$ depinde de constantele de timp ale amplificatorului $T_{a1}, T_{a2}, \dots, T_{ain}$, dacă amplificatorul este cu n etaje și de constanta de timp a circuitului de excitație T_{ex} expresia acestuia fiind :

$$c_a(s) = \frac{c_{ao}}{(T_{ex}s + 1) \prod_{i=1}^n (T_{ai}s + 1)} \quad (6)$$

Schema structurală simplificată (figura 2) a arborelui electric simetric cu mașini de curent continuu este absolut analogă schemei structurale a arborelui electric cu motoare asincrone.

3. Funcția de transfer și stabilitatea arborelui electric cu mașini de curent continuu

Dacă mărimea de intrare se consideră perturbația, adică diferența ΔM_r dintre cuplurile rezistente aplicate celor două motoare, iar mărimea de ieșire reprezintă unghiul de decalaj între rotoarele mașinilor, atunci funcția de transfer a arborelui electric devine :

$$Y_{\Delta\varphi, \Delta M_r}(s) = \frac{Y_{ob}(s)}{1 + Y(s)} \quad (7)$$

unde

$$Y_{ob}(s) = \frac{r_i}{C_m} \frac{k_m}{(T_m s + 1)s} = \frac{1}{d_a(T_m s + 1)s} = \frac{1}{(J_s + d_a)s} \quad (8)$$

reprezintă funcția de transfer a obiectului de reglare, cuprins între punctul de aplicație al perturbației ΔM_r și ieșire, iar :

$$Y(s) = c_a(s) \frac{r_i}{C_m} \frac{k_m}{(T_m s + 1)s} \quad (9)$$

reprezintă funcția de transfer a sistemului deschis.

După înlocuiri în relația (7), se găsește funcția de transfer căutată :

$$Y_{\Delta\varphi, \Delta M_r}(s) = \frac{\Delta\varphi(s)}{\Delta M_r(s)} = \frac{1}{d_a(T_m s + 1)s + c_a(s)} = \frac{1/d_a}{\left[(T_m s + 1)s + \frac{c_a(s)}{d_a}\right]} = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (10)$$

Dacă coeficientul de elasticitate $c_a(s)$ al arborelui reprezintă o constantă $c_a(s) = c_{ao}$, atunci se obține coeficientul de amplificare al sistemului deschis :

$$K = \frac{c_{ao}}{d_a} = \frac{c_{ao} r_i}{C_m} k_m = k_t k_a k_{ex} k_m \frac{e_o - r_i i_{io}}{\Phi_o} = k_t k_a k_{ex} k_m \frac{2e_o - u_o}{\Phi_o} \quad (11)$$

Pentru acest caz, polinomul caracteristic $A(s)$ este de ordinul al doilea, adică :

$$A(s) = T_m s^2 + s + K \quad (12)$$

În acest caz [3] sistemul este stabil pentru orice valoare a lui K și T_m .

Dacă se folosește un amplificator cu două etaje (amplidina) care posedă constantele de timp T_{a1} și T_{a2} , se ține cont și de constanta de timp a circuitului de excitație T_{ex} , atunci coeficientul de elasticitate $c_a(s)$ devine :

$$c_a(s) = \frac{c_{a0}}{(T_{a1}s + 1)(T_{a2}s + 1)(T_{ex} + 1)} \quad (13)$$

iar funcția de transfer, devine :

$$Y_{\Delta\varphi\Delta M_r}(s) = \frac{\frac{1}{d_a}(T_{a1}s + 1)(T_{a2}s + 1)(T_{ex}s + 1)}{(T_ms + 1)(T_{a1}s + 1)(T_{a2}s + 1)(T_{ex} + 1)s + K} = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (14)$$

unde polinomul caracteristic (polinomul lui Hurwitz) este :

$$A(s) = T_{a1}T_{a2}T_{ex}T_ms^5 + (T_{a1}T_{a2}T_{ex} + T_{a1}T_{a2}T_m + T_{a1}T_{ex}T_m + T_{a2}T_{ex}T_m)s^4 + \\ + (T_{a1}T_{a2} + T_{a2}T_{ex} + T_{ex}T_m + T_{a1}T_{ex} + T_{a2}T_m - T_{a1}T_m)s^3 + \\ + (T_{a1}T + T_{a2} + T_{ex} + T_m)s^2 + s + K \quad (15)$$

Utilizînd criteriul lui Hurwitz se obțin condițiile de stabilitate. Dacă $T_{a1} \approx 0$ și $T_{ex} \approx 0$, condiții perfect realizabile, atunci :

$$Y_{\Delta\varphi\Delta M_r}(s) = \frac{\frac{1}{d_a}(T_{a2}s + 1)}{T_{a2}T_ms^3 + (T_{a2} + T_m)s^2 + s + K} = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (16)$$

Se obține astfel inegalitatea criteriului lui Hurwitz :

$$(T_{a2} + T_m) > T_{a2}T_mK \quad (17)$$

Pentru anumite valori ale constantelor de timp T_{a2} și T_m se obține valoarea admisibilă a coeficientului de stabilizare, care trebuie să fie sub limita de stabilitate K_{lim} :

$$K_{lim} = \frac{1}{T_{a2}} + \frac{1}{T_m} \quad (18)$$

4. Realizarea practică a arborelui electric cu motoare de curent continuu cu comanda pe excitație

Arborele electric realizat în laborator utilizează motoarele de curent continuu cu excitație mixtă de tipul CE41N caracterizate de următorii parametri : $P_n = 3,5$ kw ; $U_n = 220$ V ; $I_n = 19,75$ A ; $n_n = 3000$ rot/min ; $N = 972$ conductoare rotorice ; $2p = 4$; $2a = 2$; $r_{exd} = 22$; $r_{exs} = 0,052 \Omega$; $\Phi_0 = 0,0071$ Wb ; $J = 0,126$ Nms². De aici rezultă constantele : $C_e = 0,562$ VS/rad ; $C_m = 0,47$ Nm/A ; $K_{ex} = 1,54 \cdot 10^{-3}$ s și $d_a = 0,57$ Nms/rad.

Pentru măsurarea unghiului de decalaj se folosește un traductor unghiular rezistiv [4] iar ca amplificator se folosește amplidina EMU12A.

ai cărei parametri sînt : $P_n=1,2 \text{ kW}$; $i_n=10,4 \text{ A}$; $r_{\text{com}}=1030 \, \Omega$, și $T_q=T_{a2}=0,025 \text{ s}$. Constanta de timp a circuitului de comandă T_{a1} este practic nulă deoarece s-a adăugat în serie o rezistență $R_{sc}=3000 \, \Omega$ cu cele două

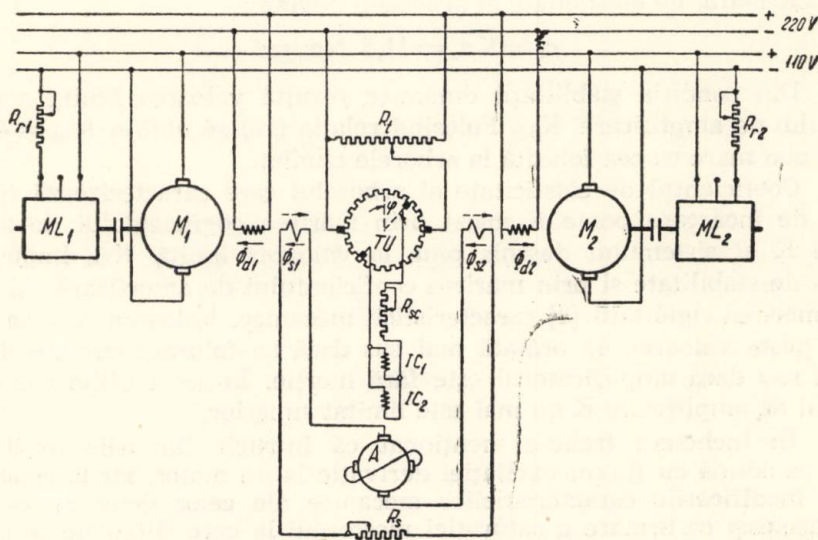


Fig. 3. Schema electrică a arborelui electric cu motoare de curent continuu comandat pe excitație

înfășurări de comandă IC_1 și IC_2 (figura 3). În circuitul indusului amplidinii se conectează în serie și în sens invers cele două excitații serie ale celor două motoare și o rezistență $R_s=0,52 \, \Omega$, care micșorează practic pînă la zero constanta de timp a circuitului de excitație T_{ex} . Coeficientul de amplificare al traductorului unghiular TU se poate modifica prin modificarea valorii rezistenței potențiometrice R_i .

Mașinile de lucru ML_1 și ML_2 necesare încărcării arborelui, sînt motoare asincrone de tipul M_2-31-6 de putere $P_n=3 \text{ kW}$. În acest caz ele funcționează în regim de frînare dinamică, fiind alimentate prin intermediul rezistențelor R_{r1} și respectiv R_{r2} de la sursa de tensiune continuă. Încărcarea maximă a arborelui în regim staționar s-a obținut prin încărcarea unei părți a arborelui cu cuplul nominal al motorului respectiv, în timp ce celălalt motor de curent continuu al celeilalte părți rămîne neîncărcat.

La această încărcare a arborelui, unghiul de torsionare a acestuia este de circa 60 grade. Aici s-au ales următorii coeficienți de amplificare ai elementelor : $K_i=3 \text{ V/rad}$; $K_a=35,8$ și $K_{ex}=0,000154 \text{ Wb/V}$ (ca urmare a măririi rezistenței circuitului de excitație serie al motorului).

Cu aceste date se obține imediat coeficientul de amplificare K al sistemului deschis.

$$K = k_t k_a k_{ex} k_m \frac{u_0 - ? e_0}{\Phi_0} = 19,5 \text{ s}^{-1}$$

iar coeficientul de elasticitate al arborelui devine :

$$c_a = K d_a = 11,5 \text{ Nm/rad}$$

Din condiția stabilității dinamice rezultă valoarea limită a coeficientului de amplificare K_{lim} . Folosind relația (18) se obține $K_{im} = 41 \text{ s}^{-1}$, adică mai mare ca cea folosită la arborele studiat.

Coeficientul de elasticitate al arborelui care caracterizează capacitatea de încărcare poate fi mărit prin mărirea coeficientului de amplificare K al sistemului deschis pînă la valoarea limită K_{im} impusă de limita de stabilitate și prin mărirea coeficientului de amortizare d_a , adică prin mărirea rigidității [2] caracteristicii mecanice. Valoarea K_{im} se poate mări peste valoarea 41 arătată mai sus dacă se folosesc circuite de corecție sau dacă amplificatorul este fără inerție. În acest ultim caz coeficientul de amplificare K nu mai este limitat superior.

În încheiere trebuie menționat că întrucît fluxurile excitațiilor serie se adună cu fluxul excitației derivație la un motor, iar la celălalt se scad, modificările caracteristicilor mecanice ale celor două motoare nu sînt aceleași ca urmare a saturației motorului la care fluxurile se adună. Cu toate acestea acest nou tip de arbore satisface cerințele industriale atît din punct de vedere al capacității de încărcare cît și din punct de vedere al simplității.

5. Concluzii

Arborele electric cu mașini de curent continuu comandat pe excitație prezintă față de arborele electric cu motoare asincrone următoarele avantaje :

- necesită numai două motoare, care nu este obligator să fie identice ;
- lipsa legăturilor de forță între rotoare, care pentru distanțe mari, determină economii însemnate ;
- reglarea ușoară a turației arborelui prin metode diferite, simple și economice, tipice mașinilor de curent continuu ;
- stabilitatea statică și dinamică în tot domeniul de variație al turației.

Dintre dezavantaje, mai importante sînt :

- necesitatea motoarelor de curent continuu care sînt mai pretențioase ca motoarele asincrone cu rotoarele bobinate ;
- necesitatea traductorului înghiular fără contacte alunecătoare (în lucrarea realizată s-a folosit traductorul rezistiv) ;
- necesitatea unui amplificator de putere în curent continuu, de preferință static ;

— necesitatea unei surse speciale de alimentare în curent continuu a motoarelor arborelui electric ;

Datorită multiplelor avantaje acest tip de arbore poate înlocui cu succes, în multe instalații industriale, arborele electric cu motoare asincrone, mai ales la puteri nu prea mari.

Bibliografie

- [1]. UNGRUH, F., JORDAN, H.: *Gleichlaufschaltungen von Asynchronmotoren*. Verlag „Friedr. Vieweg“, Braunschweig 1964.
- [2]. MARGA, G.: *Contribuții la studiul stabilității statice și dinamice a arborelui electric*. Disertație. Timișoara, 1969.
- [3]. SOLODOVNIKOV, V. V.: *Teoria avtomaticheskovo regulirovaniia*, vol. 1. Izdatelstvo „Mašinostroenie“ Moskva, 1967.
- [4]. MARGA, G.: *Măsurarea directă, pe cale electrică, a unghiului electric de decalaj între rotoarele mașinilor auxiliare ale arborelui electric*. „Metrologia aplicată“, vol. 17, nr. 8, p. 354—363, 1970.

SISTEM PRIN EȘANTIONARE CU SERVOMOTOR AMPLIFICATOR PENTRU REGLAREA TEMPERATURII

DAN TEODORESCU, GHEORGHE TOACȘE

Se descrie un sistem de reglare de temperatură, original, în regim eșantionat utilizând un servomotor-amplificator.

Studiul sistemului (cu două elemente neliniare) este făcut prin metoda traiectoriilor în planul fazelor, propunând utilizarea unor parabole echivalente.

Avantajul eșantionării este evident.

Il s'agit d'un système de réglage de température, original, en régime échantillonné, utilisant un servomoteur amplificateur.

L'étude du système (avec deux éléments nonlineaires) est fait par la méthode du plan de phases en proposant l'utilisation des paraboles équivalentes.

L'avantage d'échantillonneur est évident.

Tendința actuală în practica sistemelor automate de reglare este pe lângă îmbunătățirea performanțelor statice și dinamice, și mărirea siguranței în funcționare.

În acest sens se înscrie această lucrare; schema nu are nici un contact, servomotorul și amplificatorul magnetic fiind incluse într-un singur element — servomotorul amplificator — S.A [1].

Schema de principiu a sistemului conceput și realizat de către autorii acestei lucrări, la Uz. „Electromotor” Timișoara, pentru reglarea temperaturii unui cazan, este reprezentată în figura 1. Reglarea debitului de păcură se realizează cu un ventil cu cep (EE), temperatura în cazan (obiect reglat OR) se măsoară cu termocuplul T (cromel-copel). Elementul de comparație (EC) este realizat dintr-un milivoltmetru indicator (ET-M-OI), pe acul căruia s-a atașat o plăcuță obturatoare (O) care comandă fotodiodele D_1 , D_2 legate în punte. Prin modificarea poziției diodelor se impun diferite valori de prescriere (U_i).

Mărirea de eroare I_c este eșantionată de către contactorul static (EP). Prin procesul de eșantionare se utilizează informația numai în momente discrete (O, T, ... nT) numite momente de eșantionare. Frecvența de eșantionare maximă trebuie să fie de două ori mai mică decât frecvența minimă din spectrul de frecvență al semnalului eșantionat.

Semnalul teoretic din momentele de eșantionare este $I_c^* = I_c(nT) \cdot \delta(t - nT)$. Perioada de eșantionare $T = T_b + T_f$ se modifică cu rezistența R_b .

Servomotorul amplificator SA, compus dintr-un motor bifazat la care fiecare pol principal este încadrat de doi poli auxiliari. Pe polii auxiliari sînt plasate înfășurările de comandă principală W_{S1-4} și de comandă auxiliară W_{C1-4} (figura 2). Caracteristica releului magnetic inclus în SA este dată în figura 3. Acționarea ventilului se face prin reductorul Z.

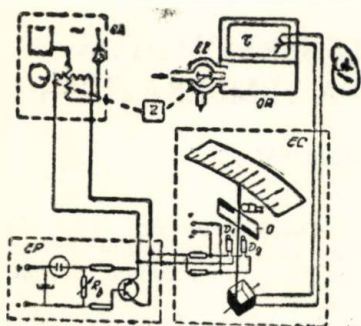


Fig. 1. Schema de principiu a sistemului cu eșantionare

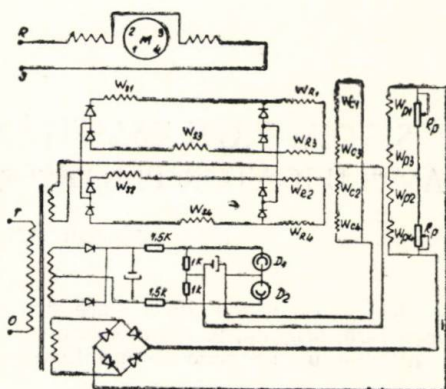


Fig. 2. Schema electrică de principiu a SA.

Sistemul de reglare realizat se reduce la o schemă bloc reprezentată în figura 4.

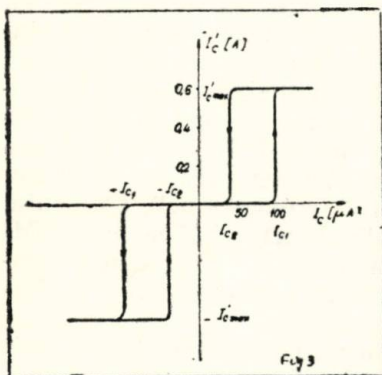


Fig. 3. Caracteristica releului magnetic

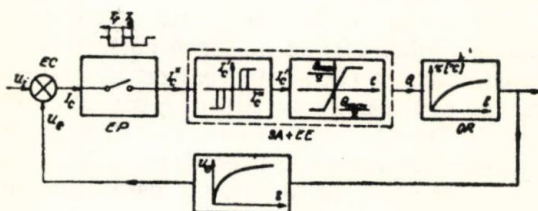


Fig. 4. Schema bloc a sistemului cu eșantionare.

Pentru a realiza un studiu în regimul dinamic al sistemului se utilizează metoda traiectoriilor de fază: se va lua prima dată sistemul con-

siderînd elementul de reacție proporțional și mărirea de eroare eşantionată, apoi se va analiza influența unui element aperiodic pe legătura de reacție.

Ecuatiile elementelor componente sînt :

— releul magnetic :

sens crescător :

$$\begin{aligned} I'_c &= -I'_{c \max} & (I_c^* \leq -I_{c2}^*) \\ I'_c &= 0 & (I_{c2}^* \leq I_c^* \leq +I_{c1}^*) \\ I'_c &= +I'_{c \max} & (I_c^* \geq +I_{c1}^*) \end{aligned} \quad (1)$$

sens descrescător :

$$\begin{aligned} I'_c &= I'_{c \max} & (I_c^* \geq I_{c1}^*) \\ I'_c &= 0 & (-I_{c1}^* \leq I_c^* \leq I_{c2}^*) \\ I'_c &= -I'_{c \max} & (I_c^* \leq -I_{c1}^*) \end{aligned} \quad (2)$$

Motorul este un element integrator :

$$\frac{d\Theta}{dt} = K_m I'_c \quad (3)$$

— ventilul se aproximează printr-un element proporțional, luîndu-se referință poziția deschis jumătate :

$$\begin{aligned} Q &= K_v \Theta & (0^\circ \leq \Theta \leq \Theta_{\max}^\circ) \\ Q &= +\frac{Q_{\max}}{2} & \Theta = \Theta_{\max}^\circ \\ Q &= -\frac{Q_{\max}}{2} & \Theta = 0^\circ \end{aligned} \quad (4)$$

În schema bloc fiind reprezentate împreună ($K_v K_m = K_{mv}$) :

— obiect automatizat

$$T \frac{d\tau}{dt} + \tau = K_c Q \quad (5)$$

— traductor $U_c = K_t \tau$. (6)

— comparator $I_c = K_r (U_i - U_c) = -K_r U_c$ (7)

Saturația la comparator ($I_{c \text{ sat}} = \pm 1.2 \text{ mA}$) este mult mai mare decît valoarea de basculare a releului ($I_c^* = \pm 0.1 \text{ mA}$) deci se poate considera proporțional.

Se obține :

$$T \frac{d^2 \tau}{dt^2} + \frac{d\tau}{dt} = K_c K_{my} I'_{c \max} \begin{cases} \tau \leq -\frac{I_{c1}^*}{K_r K_t} \\ \tau \leq -\frac{I_{c2}^*}{K_r K_t} \end{cases} \text{ cond } I \quad (8)$$

$$T \frac{d^2 \tau}{dt^2} + \frac{d\tau}{dt} = K_c K_{mv} (-I'_{c \max}) \left\{ \begin{array}{l} \tau \geq \frac{I_{c1}^*}{K_r K_t} \\ \tau \geq \frac{I_{c2}^*}{K_r K_t} \end{array} \right. \text{ cond. II} \quad (9)$$

trecînd în planul fazelor :

$$\tau = x \quad \frac{d\tau}{dt} = y$$

rezultă

$$T \frac{dy}{dt} + y = K \quad \text{pentru cond. I} \quad (10)$$

$$T \frac{dy}{dt} + y = -K \quad \text{pentru cond. II} \quad (10')$$

Integrînd și eliminînd timpul :

$$x = -TK \ln \left(1 - \frac{y}{K} \right) - Ty + c \quad \text{pentru semiplanul stîng (cond. I)} \quad (11)$$

$$x = TK \ln \left(1 - \frac{y}{K} \right) - Ty + c \quad \text{pentru semiplanul drept (cond. II)} \quad (11')$$

Deci în afara dreptelor de comutație Γ_1 și Γ_2 (figura 5) sistemul este liniar și este reprezentat în planul fazelor prin parabolele 11 și 11'. Între dreptele de comutație sistemul se consideră neliniar (insensibilitatea releului $-I_{c2}^* \leq I_c^* \leq I_{c1}^*$) chiar dacă ventilul nu este deschis complet.

Pentru valori mari ale lui T punctul de funcționare al ventilului ajunge de la $+\frac{Q_{\max}}{2}$ la $-\frac{Q_{\max}}{2}$ sau invers în timpul :

$$t_v = \frac{Q_{\max}}{K_m I'_{c \max}}$$

pentru care din 5 rezultă în planul fazelor dreptele :

$$x = -Ty + K_0 \quad (12)$$

$$x = -Ty - K_0 \quad (12')$$

$$K_0 = K_{mv} K_c I'_{c \max} t_v.$$

Ciclul sistemului fără element de întîrziere pe reacție și fără eşanționare 0 1 2 3 se determină ușor [2], [3], [4] ; se trasează dreptele de ecuație 13, 13' pînă la dreptele de comutație extremă și se completează cu parabolele I de ecuații 11, 11'.

În cazul existenței elementului de eşanționare punctul de funcționare se va deplasa (începînd cu punctul 0 sau 2, sistemul fiind liniar) timp de T_f (sec) după o parabolă și apoi timp de T_b (sec) după o dreaptă (interval în care releul magnetic se află în zona de insensibilitate). Con-

strucția se poate face din aproape în aproape pînă la drepte extreme (M_1 și M_2).

Pentru al n-lea ciclu de eșantionare :

$$x_{na} = KT_f - T(K - y_{nb}) \left(1 - e^{-\frac{T_f}{T}}\right) + x_{(n-1)b} \quad (13)$$

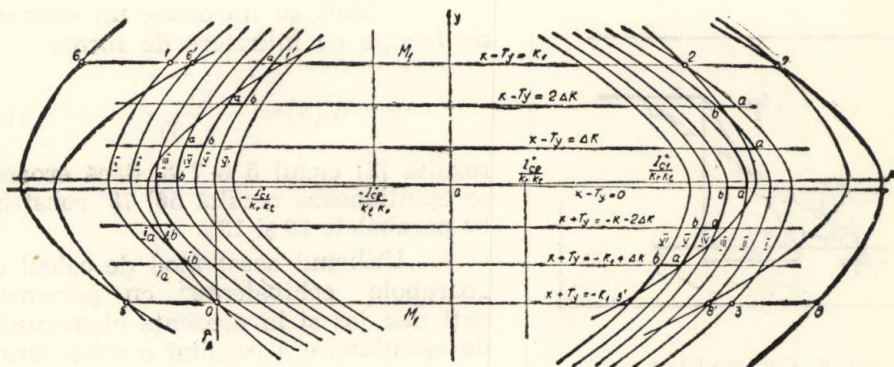


Fig. 5. Traiectioniile fazice pentru sistemul cu eșantionare

apoi se deplasează pe dreapta de „debit constant” pînă în x_{nb}

$$x_{nb} = (x_{na} + K_n) e^{-\frac{T_b}{T}} - K_n.$$

Aceste drepte obținându-se prin translatare față de dreptele extreme (M_1 și M_2 cu $\pm K_0$) corespunzătoare ventilului închis sau deschis complet cu mărimea $\pm \Delta K$:

$$\Delta K = K_c K_{mv} I'_{c \max} T_f$$

Numărul total de cicluri de eșantionare între dreptele extreme fiind :

$$N = \frac{t_v}{T_f}.$$

Totuși această construcție grafo-analitică este însoțită de erori. Pentru a evita acestea, se înlocuiește deplasarea anterioară în zig-zag printr-o deplasare după o „parabolă echivalentă” de ecuații :

$$x = -TK_p \ln \left(1 - \frac{y}{K_p}\right) - T_y + C_1 \quad (13)$$

$$y = TK_p \ln \left(1 + \frac{y}{K_p} \right) - T_y + C_1 \quad (13')$$

unde $K_p = K_c K_{(mv)p} I'_{c \max}$

Deducerea lui $K_{(mv)p}$ se vede din figura 6.

$$K_{(mv)p} = \frac{K_{mv} t_v}{t_v + N T_b}$$

Cu parabolele 13 și 13' rezultă ciclul echivalent 0 1' 2 3' (figura 5).

Dacă se introduce un element de reacție cu întârziere de forma :

$$W(S) = \frac{K_t}{1 + s T_t} \quad (14)$$

rezultă [2] ciclul 5 6 7 8, dacă eroarea se eșantionează rezultă 56' 78' construit cu parabolele 13 și 13'.

Utilizînd acest mod de calcul cu „parabole echivalente” cu parametri dați mai jos și în prezența elementului de eșantionare a rezultat o micșorare a amplitudinii mărimii relative a ciclului cu 28% (experimental 35%) față de cazul fără element de eșantionare. Costul contactorului static EP este neînsemnat.

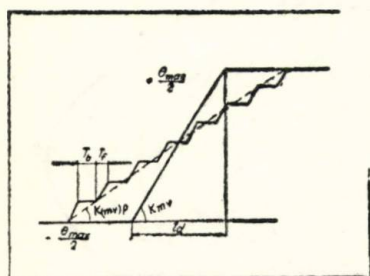


Fig. 6. Caracteristica echivalentă a elementului integrator

$$K_{mv} = 24,4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{A sec}^2} \right] ; K_{(mv)p} = 6,8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{A sec}^2} \right] ;$$

$$K_c = 4,65 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{°C sec}}{\text{kg}} \right] ; K_r = 0,485 [\text{A/V}] ;$$

$$K_t = 5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{\text{V}}{\text{°C}} \right] ; T = 390 [\text{sec}] ; T_t = 27 [\text{sec}] ;$$

$$I_{c1}^* = | - I_{c1}^* | = 100 \mu \text{A} ; I_{c2}^* = | - I_{c2}^* | = 40 \mu \text{A} ;$$

$$t_v = 13,3 [\text{sec}] ; T_b = 1,68 [\text{sec}] ; T_f = 6,66 [\text{sec}].$$

Concluzii

Prezența elementului de eșantionare duce atât în lipsa elementului de întârziere pe bucla de reacție, cît și-n prezența lui, la valori extreme ale ciclului de reglare mult mai mici.

Metoda propusă pentru calculul ciclului prin „parabole echivalente” este adecvată și suficient de precisă atât pentru un studiu informativ cît și pentru un calcul ingineresc.

Bibliografie

- [1]. TEODORESCU, D.: *Servomotor cu amplificare în două trepte*, O.S.I. 45709/962. Brevet R.S.R.
- [2]. TEODORESCU, D.: *Servomotor amplificator*, Ed. Academiei, București, 1968.
- [3]. BESOKERSKI, V. A.: *Teoria reglării automate*. Ed. Tehnică, București, 1964.
- [4]. TEODORESCU, D., TOACȘE, GH.: *Studiul unui sistem de reglare a nivelului cu elemente fără contacte*. Bul. Inst. politehnic Timișoara, tom 12 (26) 1967.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

**Mecanică, rezistența materialelor,
teoria mecanismelor, organe de mașini**

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XIII — 1971

**Theoretical mechanics, Strength of materials,
Theory of mechanisms, machine parts**

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XIII — 1971

**Mecanique, Rezistance des materiaux,
Theorie des mecanismes, Organes de machines**

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

**Mechanik, Festigkeitslehre, Getriebelehre,
Machinen-elemente**

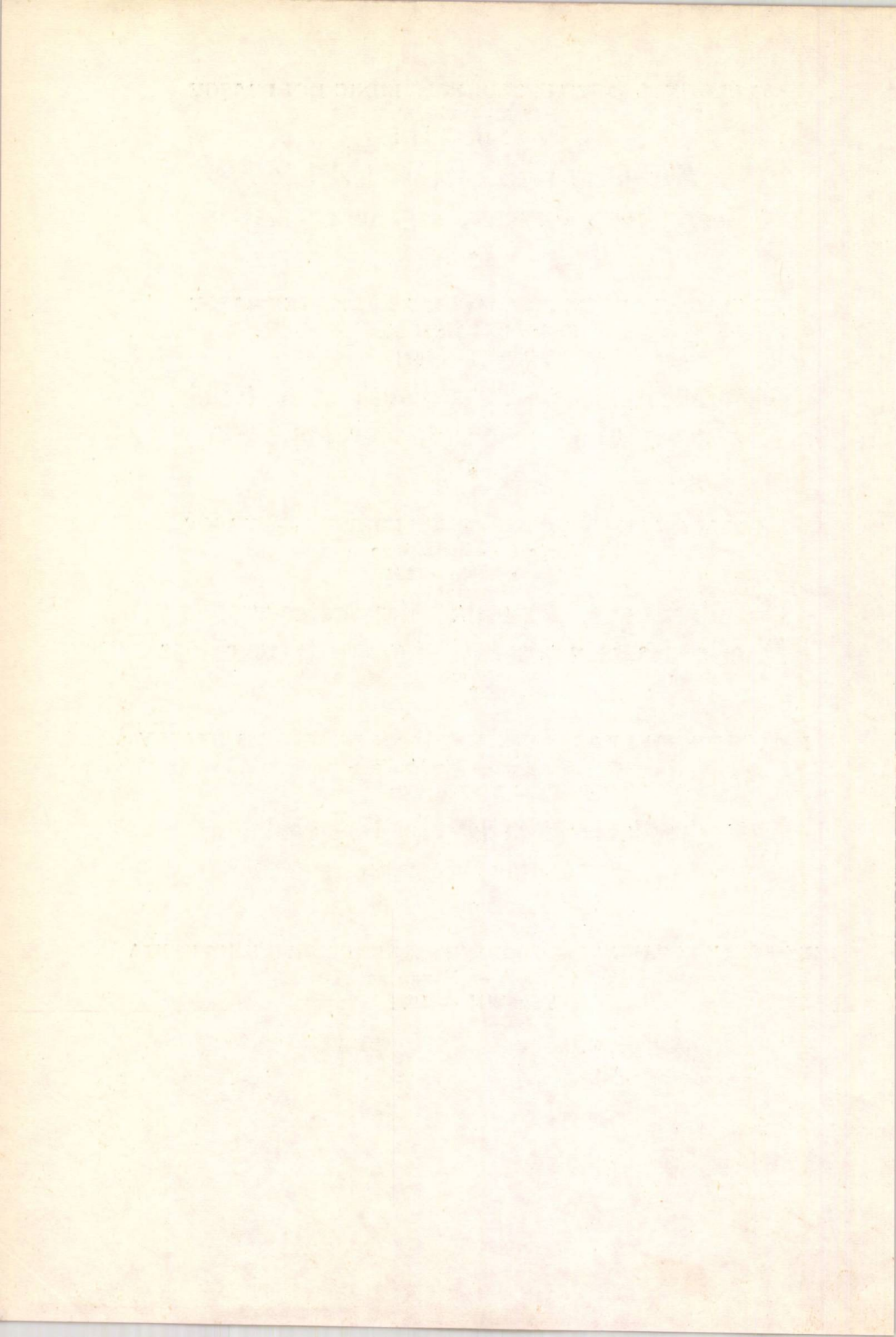
*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

**Теоретическая механика, сопротивление
материалов, теория механизмов и машин,
детали машин**



ASUPRA SUSPENSIEI MIXTE CU ELEMENTE HIDROPNEUMATICE ȘI ARCURI PROGRESIVE ÎN FOI

I. COȘEREANU, I. DEUTSCH, V. OLARIU

Se prezintă o suspensie mixtă cu elemente oleo-pneumatice, ca elemente principale, și arcuri progresive în foi, ca elemente corectoare ale caracteristicii.

În vederea obținerii unei pulsații constante, independentă de masa suspendată, se alege o caracteristică elastică exponențială, racordată cu un arc de hiperbolă echilaterală, în zona sarcinilor dinamice, pentru a se realiza efectul de tampon limitator de cursă.

În lucrare se prezintă formulele de calcul pentru săgețile statice și dinamice ale suspensiei, formulele pentru calculul sarcinilor dinamice, precum și formule de dimensionare.

Es wird eine kombinierte Federung mit Öl-pneumatischen Elementen als Hauptelementen und progressiven Blattfedern als Korrektur-elementen der Charakteristik vorgezeigt.

Für die Erzielung einer stetigen, von der aufgehängten Masse unabhängigen Eigenschwingung wird eine elastische exponentiale Charakteristik gewählt, die mit einem symmetrischen Hyperbelbogen in dem Bereich der dynamischen Lasten verbunden ist, zur Erzielung der Begrenzung des Hubes.

In der Arbeit werden die Berechnungsformeln für die statischen und dynamischen Durchbiegungen der Aufhängung übermittelt, die Formeln für die Berechnung der dynamischen Lasten, sowie die Dimensionierungsformeln.

1. Suspensia mixtă, la care elementele hidropneumatice sînt elemente elastice principale, iar arcurile în foi sînt elementele corectoare ale caracteristicii elastice, permite realizarea unei caracteristici elastice exponențiale, căreia îi corespunde o frecvență constantă a oscilațiilor caroseriei sub orice sarcină (cuprinsă între sarcina în gol și sarcina utilă). Obținerea unei astfel de caracteristici elastice necesită numai reglarea inițială a presiunii aerului din elementul hidropneumatic.

Suspensia pneumatică, respectiv hidropneumatică, la care nu se utilizează elemente elastice corectoare, necesită o reglare automată a gardei la sol pentru a menține o frecvență constantă a oscilațiilor la diferite sarcini, o astfel de reglare efectuîndu-se fie prin variația cantității de lichid, fie prin variația cantității de aer comprimat. În ambele cazuri schema constructivă se complică și prețul de cost crește. Aceste suspensii ne-

cesită, în plus, un mecanism de ghidare, care face legătura între punte și caroseria automobilului, preluând forțele longitudinale și laterale. Ca urmare se obține o nouă ridicare a prețului de cost al suspensiilor acestora față de suspensia mixtă cu elemente hidropneumatice, ca elemente elastice principale și arcuri progresive în foi, ca elemente elastice corectoare care au și rolul de a prelua forțele longitudinale și laterale.

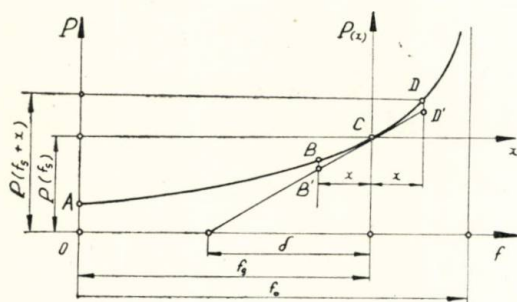


Fig. 1

2. Caracteristica elastică $P = P(f)$ a suspensiei hidropneumatice, precum și caracteristica elastică a suspensiei mixte cu elemente hidropneumatice și arcuri progresive în foi, fiind neliniară (figura 1), oscilațiile libere ale masei suspendate sînt descrise de ecuația diferențială :

$$m \ddot{x} = P(x) , \quad (1)$$

unde :

m — este masa suspendată ;

x — deviația masei suspendate de la poziția de echilibru static ;

$P(x)$ — forța elastică neliniară de răspuns a suspensiei.

Dacă $P(f_s)$ este sarcina corespunzătoare săgeții statice f_s , forța elastică de răspuns a suspensiei are expresia :

$$P(x) = - [P(f_s + x) - P(f_s)] ,$$

care, după dezvoltarea funcției $P(f_s + x)$ în seria Taylor, devine :

$$P(x) = -c(x + C_2 x^2 + \dots + C_n x^n) , \quad (2)$$

unde :

$$c = P'(f_s) , \quad C_2 = \frac{P''(f_s)}{2! P'(f_s)} , \dots , C_n = \frac{P^{(n)}(f_s)}{n! P'(f_s)} \quad (3)$$

Mentîinînd numai primii trei termeni ai expresiei (2), ecuația diferențială (1) capătă forma :

$$m \ddot{x} = -c(x + C_2 x^2 + C_3 x^3) , \quad (4)$$

care, după introducerea notațiilor :

$$\omega_0^2 = \frac{c}{m} , \quad \alpha = \omega_0^2 C_2 , \quad \beta = \omega_0^2 C_3 \quad (5)$$

devine :

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = -\alpha x^2 - \beta x^3 . \quad (6)$$

Neglijind termenii neliniari ai acestei ecuații rezultă, într-o primă aproximație, pulsația oscilațiilor masei suspendate, sub forma :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (7)$$

unde c reprezintă rigiditatea suspensiei corespunzătoare săgeții statice f_s , avînd expresia dată de prima relație (3).

Liniarizarea ecuației (6) corespunde cu aproximarea arcului de curbă B C D prin segmentul de dreaptă B' C D' tangent la caracteristica elastică în punctul C de coordonate : f_s , $P(f_s)$, căruia îi corespunde sub-tangenta δ .

Pentru suspensia hidro-pneumatică, fără elemente elastice corectoare, caracteristica elastică are expresia [1] :

$$P = P_0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^k, \quad (8)$$

în care :

P_0 este capacitatea portantă inițială a suspensiei ;

h_0 — înălțimea inițială a coloanei de aer, corespunzătoare capacității portante P_0 ;

h — înălțimea coloanei de aer corespunzătoare capacității portante P .

Pentru elementele hidropneumatice telescopice monotubulare, înălțimea coloanei de aer se exprimă prin relația :

$$h = h_0 - \lambda f, \quad (9)$$

unde λ este raportul între aria suprafeței active a pistonului plonjor A_2 și aria secțiunii transversale a camerei de aer A :

$$\lambda = \frac{A_2}{A}, \quad (10)$$

iar f este săgeata suspensiei corespunzătoare capacității portante P .

În virtutea relațiilor (3), (8) și (9) se obține, pentru rigiditatea suspensiei hidropneumatice expresia :

$$c = \frac{\lambda \cdot k}{h_0 - \lambda f_s} P_0 \left(\frac{h_0}{h_0 - \lambda f_s} \right)^k, \quad (11)$$

care se mai poate scrie sub forma :

$$c = - \frac{\lambda k}{h_s} P_s, \quad (12)$$

unde h_s este înălțimea coloanei de aer sub sarcina statică P_s .

Avînd în vedere că $P_s = mg$, relația (12) devine :

$$c = \frac{\lambda \cdot k \cdot m \cdot g}{h_s}. \quad (13)$$

Din (7) și (13) se obține pulsația oscilațiilor proprii în cazul suspensiei hidropneumatice, fără elemente elastice corectoare, sub forma :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\lambda g k}{h_s}} \quad (14)$$

Notînd cu h_g și h_u înălțimea coloanei de aer corespunzătoare respectiv sarcinii în gol P_g și sarcinii utile P_u , iar cu ω_g și ω_u pulsațiile proprii ale masei suspendate sub sarcina în gol și utilă, în virtutea formulei (14) se obține expresia :

$$\omega_u = \omega_g e^{\frac{1}{2k} \ln \frac{P_u}{P_g}} \quad (15)$$

din care se observă că suspensia hidropneumatică, la care nu se modifică masa de aer sau de lichid, lucrează în sens opus unei suspensii cu elemente elastice din oțel (arc în foi, arc elicoidal), pentru care pulsația sub sarcina utilă este mai mică decît cea sub sarcina în gol.

În concluzie, combinînd elementele hidropneumatice cu elemente elastice din oțel, se poate obține o suspensie mixtă a cărei frecvență să se mențină constantă, fără a fi necesară reglarea permanentă a gardei la sol.

3. Pentru a obține o frecvență constantă, independentă de masa suspendată, se impune o caracteristică de ghidare exponențială, începînd de la sarcina în gol $P_g = P_0$ (figura 2), pînă la sarcina P_h , care depășește cu 10% sarcina utilă P_u , ținînd astfel seama de o supraîncărcare a suspensiei.

În vederea realizării efectului de tampon limitator de curbă, arcul de exponențială $P_0 - u - h$ se racordează cu arcul de hiperbolă echilaterală $P_0 - h - v - d$, a cărei asimptotă

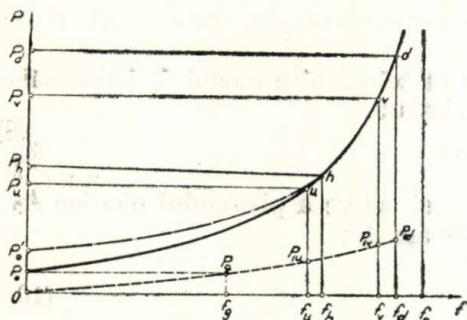


Fig. 2

reprezintă valoarea limită a săgeții f_0 , obținîndu-se practic o mare variație de sarcină corespunzătoare unei mici variații de săgeată.

Cum sarcina încărcată în autovehicul nu va depăși valoarea P_h , rezultă că oscilațiile suspensiei au loc numai în jurul unor puncte de pe exponențială, fapt care asigură o frecvență constantă.

Elementul oleo-pneumatic este astfel dimensionat ca să poată prelua sarcina în gol P_g , la o presiune a aerului egală cu cea pe care o dezvoltă compresorul autovehiculului. În felul acesta la săgeata $f = 0$ a suspensiei (egală cu cea a arcului în foi), corespunde o capacitate portantă inițială $P_0 = P_g$ și evident arcul în foi este descărcat (capacitatea portantă proprie fiind nulă).

Ca urmare caracteristica elastică exponențială, impusă suspensiei, va avea expresia :

$$P = P_o \cdot e^{k_e f} , \quad (16)$$

unde k_e este valoarea inversă a subtangentei δ_e a exponențialei :

$$k_e = \frac{1}{\delta_e} . \quad (17)$$

La rîndul ei subtangenta δ_e se determină cu formula [2] :

$$\delta_e = \frac{900 \text{ g}}{\pi^2 v_u} , \quad (18)$$

în care v_u este frecvența impusă oscilațiilor suspensiei.

Din (16) și (17) se obține, pentru săgeata suspensiei expresia :

$$f = \delta_e \ln \frac{P}{P_o} , \quad (19)$$

valabilă pentru orice sarcină cuprinsă între sarcina în gol $P_g = P_o$ și sarcina P_h , care se va exprima prin relația :

$$P_h = \epsilon_h P_u \quad (20)$$

unde $\epsilon_h = 1,1$ este coeficientul de suprasarcină. Astfel, săgeata f_u , corespunzătoare sarcinii utile P_u , se va determina cu formula :

$$f_u = \delta_e \ln \frac{P_u}{P_o} , \quad (21)$$

iar săgeata f_h , corespunzătoare sarcinii P_h , se va stabili cu relația :

$$f_h = \delta_e \ln \frac{P_h}{P_o} = f_u + \delta_e \ln \epsilon_h \quad (22)$$

Începînd cu sarcina P_h pînă la sarcina maximă dinamică P_d , caracteristica elastică coincide cu hiperbola echilaterală ($P_o - h - v - d$), de ecuație :

$$P = \frac{C_o}{f_o - f} , \quad (23)$$

avînd subtangenta :

$$\delta = P \left(\frac{dP}{df} \right)^{-1} = f_o - f ,$$

egală, în punctul (f_h , P_h), cu subtangenta δ_e . Se poate scrie deci :

$$\delta_e = f_o - f_h . \quad (24)$$

Din (22) și (24) rezultă constanta f_0 (poziția asimptotei hiperbolei) :

$$f_o = f_u + \delta_e (1 + \ln \epsilon_h) . \quad (25)$$

Din (23), (24) și (25) se obține apoi constanta :

$$C_o = \epsilon_h \delta_c P_u . \quad (26)$$

Sarcina dinamică a suspensiei se determină cu formula :

$$P_v = \epsilon_v P_u , \quad (27)$$

unde ϵ_v este coeficientul dinamic al suspensiei care se alege, după indicațiile literaturii de specialitate, în funcție de săgeata f_u sub sarcina utilă și de viteză maximă a autovehiculului.

În virtutea formulei (23) se poate scrie :

$$P_v = \frac{C_o}{f_o - f_v} . \quad (28)$$

Din (28), (27) și (26) rezultă săgeata dinamică f_v :

$$f_v = f_u + \delta_c \left(1 + \ln \epsilon_h - \frac{\epsilon_h}{\epsilon_v} \right) . \quad (29)$$

Sarcina maximă dinamică a suspensiei se determină cu formula :

$$P_d = \epsilon_d P_u , \quad (30)$$

unde $\epsilon_d \approx 2$ este coeficientul maxim dinamic al suspensiei (la trecerea peste denivelări).

În mod analog cu cazul precedent se obține, pentru săgeata maximă dinamică, expresia :

$$f_d = f_u + \delta_c \left(1 + \ln \epsilon_h - \frac{\epsilon_h}{\epsilon_d} \right) . \quad (31)$$

4. Pentru obținerea unei caracteristici elastice efective cât mai apropiate de caracteristica de ghidare exponențială, se adoptă suspensia mixtă (figura 3), formată din arcul progresiv în foi 1, prevăzut cu legături de tip „sanie“, care lucrează în paralel cu elementul hidropneumatic 2 de tip telescopic, fără piston flotant, deoarece presiunea din camera de aer depășește, pentru autovehiculul încărcat valoarea de 10 at., la care dispare complet spuma din lichid [3].

Forțele longitudinale și transversale sînt preluate de către foile de reacțiune 3, care leagă puntea cu caroseria automobilului.

În vederea obținerii unor dimensiuni de gabarit cât mai mici pentru elementul hidropneumatic (figura 4), suprafața activă a pistonului plonjor se va determina din condiția ca sarcina în gol să fie preluată sub o presiune egală cu presiunea maximă pe care o dezvoltă compresorul autovehiculului. Ca urmare, aria suprafeței active a pistonului plonjor se va exprima prin relația :

$$A_2 = \frac{P_o}{\psi p_o} . \quad (32)$$

în care :

$P_0 = P_{\text{tr}}$ este capacitatea portantă inițială ;

$\psi = 1,05 \sim 1,2$ [1] — coeficient care ține seama de frecarea din legăturile interioare și exterioare ale elementului hidropneumatic ;

$p_0 = p$ — presiunea maximă dezvoltată de compresorul autovehiculului.

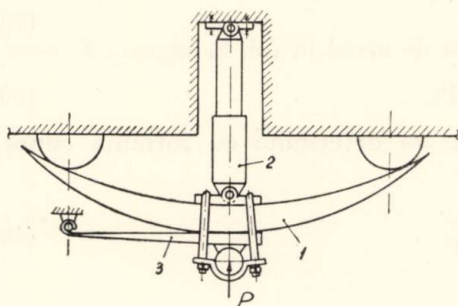


Fig. 3

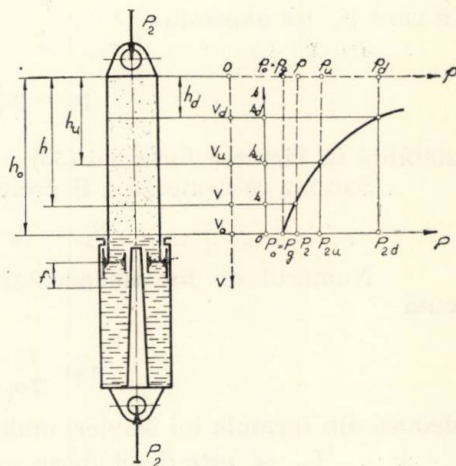


Fig. 4

Introducând în (9) condițiile limită : $h = 0$, $f = f_0$, se obține expresia :

$$h_0 = \lambda \cdot f_0, \quad (33)$$

în care raportul λ rezultă constructiv.

Presiunea aerului comprimat, corespunzătoare înălțimii h a coloanei de aer se determină cu relația [1] :

$$p = p_0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^k, \quad (34)$$

în care $k = 1,38$ este, conform [4], valoarea coeficientului politropic al aerului.

Din (34), (9) și (33) se obține expresia :

$$p = p_0 \left(\frac{f_0}{f_0 - i} \right)^k, \quad (35)$$

care este independentă de dimensiunile constructive ale elementului hidropneumatic.

Capacitatea portantă a elementului hidropneumatic, corespunzătoare săgeții f a suspensiei, se determină cu formula :

$$P_2 = \psi p A_2 . \quad (36)$$

În vederea dimensionării arcului în foi se determină, pe baza formulei (36), capacitatea portantă a elementului hidropneumatic corespunzătoare sarcinii utile P_u și săgeții f_u :

$$P_{2u} = \psi p_n A_2 , \quad (37)$$

în care p_u are expresia :

$$p_u = p_o \left(\frac{f_o}{f_o - f_u} \right)^k , \quad (38)$$

stabilită în virtutea formulei (35). (38)

Sarcina ce urmează a fi preluată de arc în foi, la săgeata f_u este :

$$P_{1u} = P_u - P_{2u} , \quad (39)$$

Numărul de foi ale arcului se va determina cu formula cunoscută :

$$n = \frac{3 l_u P_{1u}}{2 \sigma_a b a^2} , \quad (40)$$

dedusă din formula lui Navier, unde :

L_u — este deschiderea arcului corespunzătoare săgeții f_u ,

σ_a — efortul unitar admisibil la încovoiere ;

b — lățimea unei foi de arc ;

a — grosimea unei foi de arc.

Bibliografie

- | | |
|--|--|
| <p>[1]. D. BOANGIU ș. a.: <i>Elementele elastice ale mașinilor</i>. Editura tehnică, București, 1967.</p> <p>[2]. V. OLARIU: <i>Caracteristica elastică optimă a suspensiei progresive a autocamionului</i>. A II-a conferință de mecanică tehnică, partea I, București, 1970.</p> | <p>[3]. I. DRAGHICI ș.a.: <i>Suspensii și amortizoare</i>. Editura tehnică, București, 1970.</p> <p>[4]. R. EBERAN-EBERHORST, J. H. WILLICH: <i>Beitrag zur Theorie des Schwingungsdämpfers</i>. A.T.Z. nr. 3, 1962.</p> |
|--|--|

CERCETĂRI ASUPRA UNOR MODELE DE BATIU DE PRESĂ

I. COȘEREANU, I. DEUTSCH, ȘT. VOICULESCU

În lucrare s-a studiat pe modele de batiu de presă cu excentric, prin metoda fotoelastică, a lacului casant și printr-o metodă analitică originală, distribuția tensiunilor ce iau naștere în timpul funcționării pe ansamblul batiului.

S-a constatat că racordările în dreptul variațiilor de secțiune nu sînt corespunzătoare și că acestea generează concentratori periculoși de tensiune.

On étudie sur un modèle d'un bati de presse à excentrique la distribution des tensions nées pendant le fonctionnement, par une méthode analytique originale, par la méthode photoélastique et des lagues cassants.

On constate des variations de sections a petites rayons qui ne sont pas adéquats et ont pour effet des concentrations dangereuses de tensions.

1. Generalități

În vederea stabilirii repartiției și intensității tensiunilor ce iau naștere în timpul exploatării în batiul unei prese cu excentric, s-a procedat la cercetarea experimentală a acestui ansamblu.

Batiul presei are o formă zveltă și prezintă o simetrie față de un plan perpendicular pe arborele cotit ce susține dispozitivul de presare și trece prin axul longitudinal al acestuia. Din această cauză pentru cercetare s-a realizat un model la scara 1/5 ce reprezintă un perete lateral plan al batiului presei de 60 KN de fabricație românească, cu dimensiunile și racordările redată în figura 1.

Forma și felul de încărcare al modelului conduce la o stare plană de solicitare, cu posibilități de voalare a zonei inferioare a modelului.

În cadrul studiului s-au folosit următoarele metode de lucru :

- 1 — Metoda fotoelastică ;
- 2 — Metoda calitativă a lacurilor casante ;
- 3 — Metode aproximative de calcul.

Încercările s-au efectuat în laboratorul de rezistența materialelor al Institutului politehnic Brașov, unde s-a dispus de un aparat de fotoelasticitate MEOPTA și de lacuri casante de acoperire sub formă de ba-

toane, cu denumirea Dehnungslinienlack 4220 tip A—30° C și Dehnungslinienlack 4221 tip B—30° C.

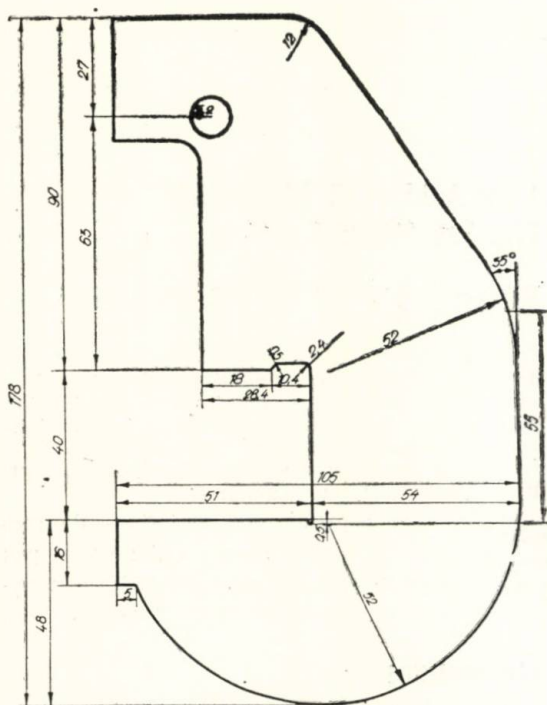


Fig. 1. Peretele preseii. Sc.: 1/5. Model Sc.: 1/1

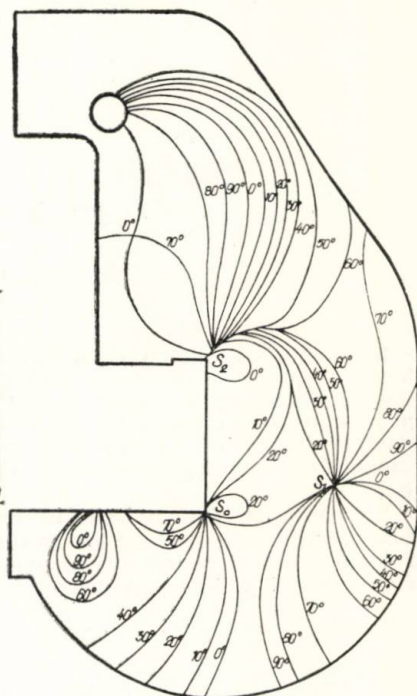


Fig. 2. Curbele izocline

2. Încercări și calcule pe modele

2.1 Încercări prin metoda fotoelastică

Se știe că pentru anumite organe de mașini sau elemente de construcții, realizate în forme mai complicate, cu contururi drepte și curbe cu diferite racordări și goluri, calculele executate prin metodele rezistenței materialelor sînt foarte laborioase sau uneori imposibil de realizat.

În aceste cazuri pentru studiul stărilor de tensiune se pot folosi metode moderne experimentale ca fotoelasticitatea, tensometria electrică, lacurile casante etc.

Pentru aplicarea metodei fotoelastice s-a realizat modelul din figura 1 din plexiglas în grosime de 9 mm, care a fost solicitat cu o sarcină de 516 N în dispozitivul de încercare al aparatului de fotoelasticitate. Starea de solicitare a fost apropiată de realitate și s-au obținut curbele izocline cu valorile unghiurilor — parametru de la 0°—90° C (figura 2).

Punctele singulare S_0 , S_1 , S_2 sînt puncte de rotire ale izoclinelor, în cazul cercetărilor calitative, respectiv a izocromatice de ordinul zero, în cercetările cantitative. Deoarece izoclinele sînt locurile geometrice ale punctelor de egală înclinare a direcției tensiunilor principale, această înclinare este cunoscută prin unghiul parametru de înclinare al planului de polarizare, pentru fiecare izoclină în parte. Determinîndu-se experimental izoclinele de parametrii succesivi variînd din 10° în 10° prin rotirea pola-

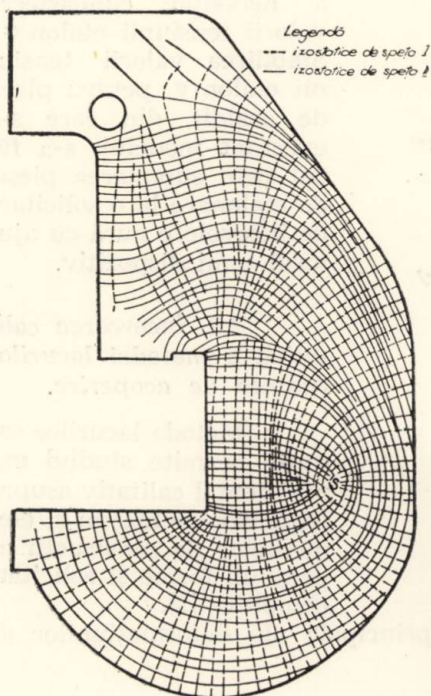


Fig. 3. Curbele izostatice

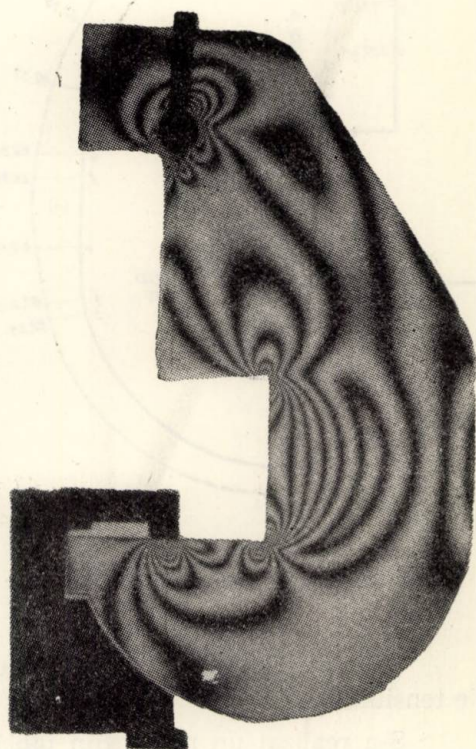


Fig. 4. Curbele izocromatice

roizilor cu aceste unghiuri, s-au trasat toate izoclinele pe o singură epură, în baza cărora printr-un procedeu grafic s-a obținut rețeaua de izostatice, figura 3.

S-a realizat de asemenea un model ca în figura 1, din araldit în grosime de 5,5 mm. Cu ajutorul acestuia solicitat în mod asemănător ca modelul de plexiglas la o sarcină de 678 N, s-au fotografiat curbele izocromatice (figura 4). Curbele izocromatice au dat posibilitatea să se determine în baza formulei $\sigma_1 - \sigma_2 = K \sigma_0$ mărimea tensiunilor principale de contur, a căror diagramă a fost redată în figura 5.

S-a prins modelul în bacurile mașinii de tracțiune și prin intermediul unui dispozitiv s-a aplicat o solicitare cât mai apropiată de cea reală a preseii. Sarcina s-a transmis modelului progresiv, prin acționare manuală, lentă și cu opriri scurte din 500 în 500 N.

În zonele cele mai solicitate ale modelului la atingerea sarcinii de 1300 N s-a constatat apariția fisurilor sub formă de linii drepte și curbe, ce s-au dezvoltat pe măsură ce sarcina a crescut. Transmiterea continuă a sarcinii a făcut să apară și în alte zone fisuri, iar în jurul celor inițiale să se îndesească. Pentru a evita producerea de exfolieri parțiale și a preîntâmpina voalarea părții inferioare a modelului nu s-a depășit sarcina de 10.600 N.

Descărcarea modelului s-a făcut tot progresiv până la anularea sarcinii.

Procedeul aplicat a condus la obținerea fisurilor și deci a izostaticelor perpendiculare pe direcțiile principale de întindere. Limitarea încărcării modelului n-a dat posibilitatea de a obține decât parțial izostaticele suprafeței.

În vederea fotografierii, aceste izostatice s-au vizualizat cu vopsea de culoare albă pe fisurile aparente.

Suprafața peliculei de lac fiind foarte lucioasă produce reflexii la iluminarea în timpul fotografierii. Pentru a îndepărta acest neajuns, după ce vopseaua albă a izostaticelor s-a uscat, întreaga suprafață a modelului s-a acoperit cu o peliculă subțire de ceară de lac, care, prin uscare, devine mată.

Aceste izostatice sînt redată în fotografia din figura 6. Se poate urmări că ele concordă foarte bine cu cele obținute pe cale fotoelastică.

2.3. Determinarea tensiunilor prin calcul

Modelul avînd o formă complicată determinarea tensiunilor datorită solicitării compuse de încovoiere cu întindere nu se poate face decât aproximativ.

S-au făcut verificări în secțiunile I—V (figura 7), folosind pentru secțiunile I și II formulele clasice, iar pentru celelalte tensiunile s-au calculat după lucrarea [1], considerînd secțiunile frînte.

Deoarece formulele din lucrarea citată se referă la cazul cînd raza de curbura a conturului curb nu taie secțiunea s-au recalculat tensiunile pentru cazul de față, unde raza de curbura a conturului taie secțiunea. Se dau în continuare relațiile de calcul pentru cazul încovoierei pure :

— Tensiunea pe conturul curb :

$$\sigma_2 = \frac{M \cdot d}{R \left[S - \left(R - d - \frac{I_z}{S} \right) I' \right]}$$

— Tensiunea pe conturul drept :

$$\sigma_1 = \frac{R I'}{S} \sigma_2$$

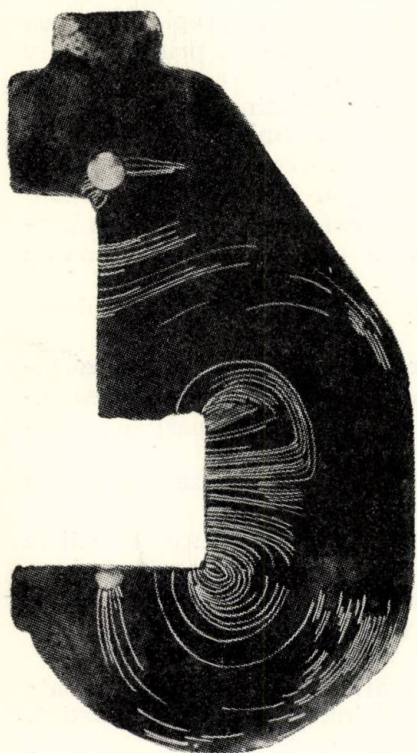


Fig. 6. Curbele izostatice determinate cu ajutorul lacului casant

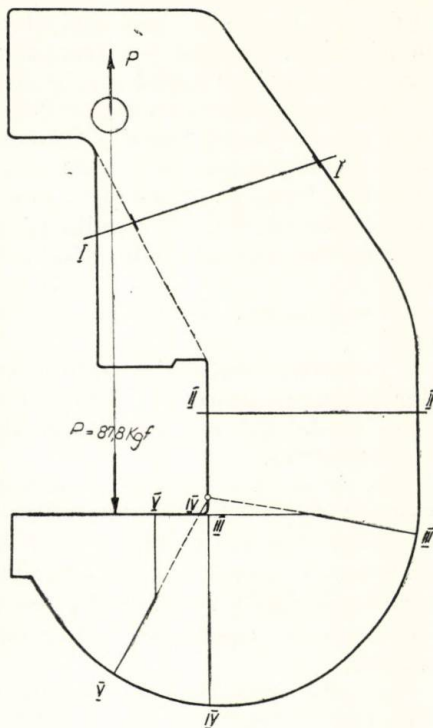


Fig. 7. Secțiunile verificate prin calcul

unde

$$I' = b \left[\left(R - d \right) \ln \left(1 - \frac{d}{R} \right) + d \right]$$

R — raza de curbura a conturului ;

d — jumătatea înălțimii secțiunii ;

S — momentul static al jumătății de secțiune.

3. Concluzii

În urma studiului asupra modelului presei cu excentric de 60 KN s-au obținut două rezultate importante, și anume, unul calitativ și altul cantitativ.

Rezultatul calitativ s-a exprimat prin întocmirea celor două epure de izostatice, una obținută cu ajutorul izoclinelor prin fotoelasticitate, iar alta prin intermediul încercării lacurilor casante. S-a creat posibilitatea de a cunoaște cu exactitate repartitia traiectoriilor tensiunilor principale pe întreaga suprafață a modelului.

Concordanța foarte bună dintre izostaticele obținute prin încercarea fotoelastică și cele realizate prin metoda lacurilor casante a arătat că rezultatele calitative sînt corecte. Totodată se poate vedea cît de eficientă este metoda lacurilor casante.

Aspectul calitativ al studiului, care a permis depistarea cu precizie a rețelei izostatice, constituie baza trecerii la aspectul cantitativ prin urmărirea determinării valorilor tensiunilor principale cu ajutorul metodei tensometrice. Elementele calitative obținute îndrumază asupra poziționării ca direcție a traductoarelor tensometrice, ce se vor putea aplica pe piesa de studiu.

Rezultatul cantitativ al studiului este concretizat prin reprezentarea diagramei tensiunilor de contur, calculate fotoelastic și prin metode aproximative de calcul, redată prin figura 5 și figura 7.

Din compararea rezultatelor experimentale cu cele obținute prin calcul se desprind următoarele concluzii :

— În zona superioară, unde ambele contururi ale secțiunii sînt drepte, calculul efectuat se apropie de realitate numai dacă se elimină partea din secțiune situată dincolo de linia punctată, care reprezintă limita liniilor de forțe ce se transmit din partea superioară spre partea mijlocie.

— În regiunea II, unde contururile sînt drepte și paralele, încercarea și calculul arată o concordanță foarte bună.

— În zona curbă relațiile stabilite de lucrarea [1] pentru secțiuni frînte arată o bună concordanță cu rezultatele încercării fotoelastice.

— În secțiunile II—II, III—III și IV—IV iau naștere concentratori de tensiuni mari datorită unor racordări cu raze foarte mici.

— Secțiunea periculoasă după care are loc ruperea este III—III, fapt ce era de așteptat deoarece în această secțiune se găsesc tensiunile maxime și îngrămădirea cea mai mare a curbelor izocromatice. Încărcînd modelul de araldit progresiv ruperea s-a făcut după secțiunea III—III.

Se propun ca modificări mărirea razelor de curbura din zona II și III.

Bibliografie

[1]. COȘEREANU, I., DEUTSCH, I., NEAMȚU, T., STANCIU, I.: *Studiul rezistenței feruții ridicătorului hidraulic de la tractorul 650 Universal*. Comunicările celei de a V-a conferințe de sudură și încercări de metale. Timișoara 1965, p. 161—169.

[2]. VOICULESCU, ȘT.: *Studiul lacurilor casante pentru determinarea aspectului calitativ al tensiunilor principale pe diferite suprafețe de formă complexă a unor piese de mașini și elemente de construcții*. Trimis la revista: Construcții de mașini București 1970.

ASUPRA CALCULULUI ITERATIV AL SISTEMELOR DE BARE CURBE CU NODURI FIXE

T. REDLOV, I. CURTU, A. ȘERBU

Barele curbe de configurație oarecare, aparținând unor structuri plane, sînt asimilate cu bare drepte de rigiditate constantă. Se stabilesc expresiile coeficienților de transmisie, precum și ale rigidităților și reacțiunilor grinzilor drepte echivalente.

Les pièces courbes d'une configuration quelconque, appartenant à une structure plane, sont assimilées à des barres droites de rigidité constante. On établit les expressions des coefficients de transmission, des rigidités et des réactions concernant les poutres équivalentes.

Unul dintre procedeele curențe de calcul al structurilor plane, formate din bare drepte sau curbe, îl constituie metoda iterativă a repartiției și transmisiei momentelor de încastrare (metoda *Cross*). În literatura de specialitate — de ex. [1] — se dau formulele cu ajutorul cărora pot fi determinate pentru fiecare din barele sistemului — bare drepte sau bare curbe *simetrice* — rigiditățile relative la capete, factorii de transmisie, precum și, în cazul barelor curbe, valorile forțelor de împingere. În cele ce urmează va fi reluat studiul problemei de mai sus pentru cazul barelor curbe plane de *formă oarecare*, aparținând unor *sisteme cu noduri fixe*, folosind conceptul de *grindă dreaptă echivalentă*.

Fie O_1CO_2 un arc plan, articulat în punctele fixe O_1 și O_2 , în care sînt aplicate momentele M_1 și M_2 . Respectînd notațiile din figura 1 și neglijînd efectul forțelor tăietoare, împingerea orizontală are expresia :

$$H = \frac{\int_0^l \frac{I_0}{I} M^0 u \, ds + \int_0^l \frac{I_0}{A} N^0 (1 + i \operatorname{tg} \Theta) \cos \Theta \, ds}{\int_0^l \frac{I_0}{I} u^2 \, ds + \int_0^l \frac{I_0}{A} (1 + i \operatorname{tg} \Theta)^2 \cos^2 \Theta \, ds}, \quad (1)$$

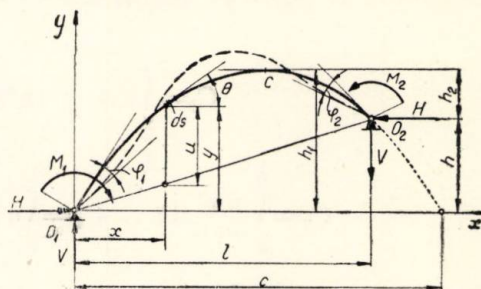


Fig. 1 Arc dublu articulat încărcat la capete cu două momente

în care :

$$i = \frac{h}{l}, \quad u = y - ix, \quad (2)$$

$$A = \frac{A_0}{\alpha}, \quad I = \frac{I_0}{\eta}, \quad (3)$$

A_0 și I_0 fiind aria, respectiv momentul axial de inerție al secțiunii C, cheia arcului. În aceeași formulă (1), mărimile M^0 și N^0 reprezintă eforturile în secțiunea curentă a formei de bază, care s-a obținut înlocuind articulația O_2 printr-un reazem simplu ; avem :

$$M^0 = \left(1 - \frac{x}{l}\right) M_1 + \frac{x}{l} M_2, \quad N^0 = \frac{M_1 - M_2}{l} \sin \Theta. \quad (4)$$

Observînd că $ds = dx/\cos \Theta$ și ținînd cont de (3) și (4), formula (1) devine :

$$H = \frac{1}{l} (\mu_1 M_1 + \mu_2 M_2), \quad (5)$$

în care s-au introdus notațiile :

$$\mu_1 = \frac{C'_1 + \alpha C_2}{C_3 + \alpha C_4}, \quad \mu_2 = \frac{C''_1 - \alpha C_2}{C_3 + \alpha C_4}, \quad (6)$$

$$C'_1 = \int_0^\lambda \frac{\eta \omega (\lambda - \xi)}{\lambda \cos \Theta} d\xi, \quad C''_1 = \int_0^\lambda \frac{\eta \omega \xi}{\lambda \cos \Theta} d\xi, \quad (7)$$

$$C_2 = \int_0^\lambda \alpha (1 + i \operatorname{tg} \Theta) \sin \Theta d\xi, \quad (8)$$

$$C_3 = \int_0^\lambda \frac{\eta \omega^2}{\cos \Theta} d\xi, \quad C_4 = \int_0^\lambda \alpha (1 + i \operatorname{tg} \Theta)^2 \cos \Theta d\xi, \quad (9)$$

$$\alpha = \frac{I_0}{A_0 l^2}, \quad \xi = \frac{x}{c}, \quad \lambda = \frac{l}{c}, \quad \omega = \frac{u}{l}. \quad (10)$$

Eforturile în secțiunea curentă a arcului dublu articulată au expresiile :

$$M = \left(1 - \frac{x}{l}\right) M_1 + \frac{x}{l} M_2 - H u, \quad N = \frac{M_1 - M_2}{l} \sin \Theta - H (\cos \Theta + i \sin \Theta).$$

sau, ținînd cont de (5) și (10),

$$M = m_1 M_1 + m_2 M_2 \quad (11)$$

$$N = \frac{1}{l} (n_1 M_1 - n_2 M_2), \quad (12)$$

coeficienții $m_{1,2}$ și $n_{1,2}$ avînd valorile :

$$m_1 = \frac{\lambda - \xi}{\lambda} - \mu_1 \omega, \quad m_2 = \frac{\xi}{\lambda} - \mu_2 \omega, \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= (1 - i\mu_1) \sin \Theta - \mu_1 \cos \Theta, \\ n_2 &= (1 + i\mu_2) \sin \Theta + \mu_2 \cos \Theta. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Rotirea secțiunii O_1 se obține calculînd derivata parțială în raport cu M_1 a energiei de deformare, așa încît :

$$\frac{EI_0}{c} \varphi_1 = (R_1 + \kappa R'_1) M_1 + (R_2 - \kappa R'_2) M_2, \quad (15)$$

în care :

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \int_0^\lambda \frac{\eta m_1^2}{\cos \Theta} d\xi, \quad R'_1 = \int_0^\lambda \frac{\alpha n_1^2}{\cos \Theta} d\xi, \\ R_2 &= \int_0^\lambda \frac{\eta m_1 m_2}{\cos \Theta} d\xi, \quad R'_2 = \int_0^\lambda \frac{\alpha n_1 n_2}{\cos \Theta} d\xi. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

În mod analog se calculează rotirea secțiunii O_2 :

$$\frac{EI_0}{c} \varphi_2 = (S_1 - \kappa S'_1) M_1 + (S_2 + \kappa S'_2) M_2, \quad (17)$$

în care :

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \int_0^\lambda \frac{\eta m_1 m_2}{\cos \Theta} d\xi, \quad S'_1 = \int_0^\lambda \frac{\alpha n_1 n_2}{\cos \Theta} d\xi, \\ S_2 &= \int_0^\lambda \frac{\eta m_2^2}{\cos \Theta} d\xi, \quad S'_2 = \int_0^\lambda \frac{\alpha n_2^2}{\cos \Theta} d\xi. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

În virtutea teoremei reciprocității deplasărilor avem $S_1 = R_2$ și $S'_1 = R'_2$.

Să considerăm acum cazul arcului articulat în O_1 și perfect încastrat în O_2 , acționat de momentul M_1 aplicat în O_1 (figura 2). Valoarea momentului de încastrare și cea a împingerii se calculează cu ajutorul formulelor (17) și (5), făcînd $\varphi_2 = 0$.

Rezultă :

$$M_2 = -\gamma_{12} M_1, \quad \gamma_{12} = \frac{S_1 - \kappa S'_1}{S_2 + \kappa S'_2} \quad (19)$$

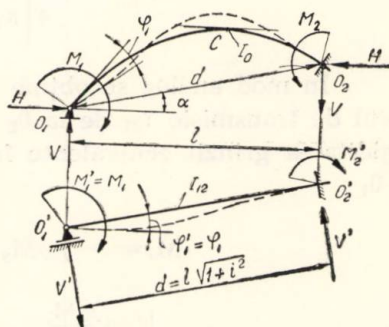


Fig. 2. Arc articulat-încăstrat și grinda dreaptă echivalentă

$$H = \frac{r_1 M_1}{l}, \quad r_1 = \mu_1 - \gamma_{12} \mu_2. \quad (20)$$

Mărimea γ_{12} reprezintă *factorul de transmisie* de la extremitatea 0_1 la extremitatea 0_2 a arcului $0_1 0_2$, care intervine în aplicarea metodei Cross.

Cît privește rotirea secțiunii 0_1 (în ipoteza $\varphi_2 = 0$), valoarea ei este dată de formula (15), ținînd cont de (19) și de teorema reciprocității :

$$\varphi_1 = \left[R_1 + \kappa R'_1 - \frac{(S_1 - \kappa S'_1)^2}{S_2 + \kappa S'_2} \right] \frac{M_1 c}{E I_0}. \quad (21)$$

Fie $0'_1 0'_2$ o grindă dreaptă de *secțiune constantă*, cu momentul de inerție I_{12} , avînd deschiderea $d = l / \cos \alpha = l \sqrt{1 + i^2}$, rezemată în $0'_1$ și perfect încastrată în $0'_2$ (figura 2). Grinda este încărcată în $0'_1$ cu momentul M_1 , egal cu cel care acționează asupra arcului. Vom denumi această bară *grinda dreaptă echivalentă arcului* $0_1 0_2$, dacă secțiunea $0'_1$ se rotește cu același unghi φ_1 ca și extremitatea 0_1 a arcului. Avem pentru grinda echivalentă :

$$\varphi_1 = \frac{M_1 l \sqrt{1 + i^2}}{4 E I_{12}}.$$

Comparînd cu (21) se obține acum valoarea rigidității grinzii echivalente cu ajutorul raportului :

$$\rho_{12} = \frac{I_{12}}{I_0} = \frac{\lambda \sqrt{1 + i^2}}{4 \left[R_1 + \kappa R'_1 - \frac{(S_1 - \kappa S'_1)^2}{S_2 + \kappa S'_2} \right]}. \quad (22)$$

În mod analog se obține momentul de încastrare perfectă M_1 , factorul de transmisie γ_{21} de la 0_2 la 0_1 , forța de împingere orizontală H și rigiditatea grinzii echivalente în cazul cînd arcul este perfect încastrat în 0_1 :

$$M_1 = -\gamma_{21} M_2, \quad \gamma_{21} = \frac{R_2 - \kappa R'_2}{R_1 + \kappa R'_1}, \quad (23)$$

$$H = \frac{r_2 M_2}{l}, \quad r_2 = \mu_2 - \gamma_{21} \mu_1, \quad (24)$$

$$\rho_{21} = \frac{I_{21}}{I_0} = \frac{\lambda \sqrt{1 + i^2}}{4 \left[S_2 + \kappa S'_2 - \frac{(R_2 - \kappa R'_2)^2}{R_1 + \kappa R'_1} \right]}. \quad (25)$$

În relațiile și formulele de mai sus, termenii care conțin constanta κ provin din luarea în considerare a efectului forțelor axiale. În numeroase cazuri — de exemplu, dacă nașterile arcului prezintă rotiri importante — acest efect poate fi neglijat, astfel încît formulele (6), (19), (22), (23) și (25) devin :

$$\mu_1 \approx \frac{C'_1}{C_3}, \quad \mu_2 \approx \frac{C''_1}{C_3}, \quad (26)$$

$$\gamma_{12} \approx \frac{S_1}{S_2}, \quad \gamma_{21} \approx \frac{R_2}{R_1}, \quad \frac{\gamma_{21}}{\gamma_{12}} \approx \frac{S_2}{R_1}, \quad (27)$$

$$\rho_{12} \approx \frac{S_2 \lambda \sqrt{1+i^2}}{4(R_1 S_2 - R_2^2)}, \quad \rho_{21} \approx \frac{R_1 \lambda \sqrt{1+i^2}}{4(R_1 S_2 - R_2^2)}, \quad \frac{\rho_{21}}{\rho_{12}} \approx \frac{R_1}{S_2}. \quad (28)$$

Observație. În cazul cînd arcul este *simetric*, avem în virtutea teoremei momentelor statice $C'_1 = C''_1 = C_1$ și, pentru motive de simetrie, $C_2 = 0$, deci $\mu_1 = \mu_2 = \mu$. Integralele $4(R_1 S_2 - R_2^2)$ devin egale între ele, de asemenea R'_1 și S'_2 . În aceste condiții, făcînd $\lambda = 1$, rezultă :

$$\gamma_{12}^{\text{sim}} = \gamma_{21}^{\text{sim}} = \frac{R_2 - x R'_1}{R_1 + x R'_1}, \quad (29)$$

$$r_1^{\text{sim}} = r_2^{\text{sim}} = \mu (1 - \gamma_{12}^{\text{sim}}), \quad \mu = \frac{C_1}{C_3 + x C_4}, \quad (30)$$

$$\rho_{12}^{\text{sim}} = \rho_{21}^{\text{sim}} = \frac{\sqrt{1+i^2}}{4} \frac{R_1 + x R'_1}{(R_1 + x R'_1)^2 - (R_2 - x R'_1)^2}. \quad (31)$$

Caz particular. Arcul este parabolic, avînd secțiunea dreptunghiulară de lățime constantă și înălțime variabilă, astfel încît $I = I_0 / \cos \Theta$.

Ecuația parabolei, în cazul cînd punctul C este situat între 0_1 și 0_2 (figura 1), este :

$$y = \frac{4 h_1 x (c - x)}{c^2}, \quad c = \frac{2 h_1 l}{h} \left(1 - \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \right). \quad (32)$$

Folosind notațiile (10), rezultă :

$$\lambda = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{i}{k}} \right), \quad k = \frac{h_1}{l}. \quad (33)$$

sau

$$i = 4 k \lambda (1 - \lambda). \quad (34)$$

În cazul cînd punctele 0_1 și 0_2 sînt situate de aceeași parte a cheii arcului, se va lua :

$$\lambda = \frac{1}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{i}{k}} \right). \quad (35)$$

Avem în continuare, ținînd cont de (34) :

$$\omega = \frac{u}{l} = 4 k \xi (\lambda - \xi) \quad (36)$$

$$\text{tg } \Theta = \frac{dy}{dx} = 4 k \lambda (1 - 2\xi). \quad (37)$$

Observînd că, în cazul de față, $\eta = \cos \Theta$ și $\alpha = \sqrt[3]{\cos \Theta}$, formulele (7), (8) și (9) devin :

$$C'_1 = C''_1 = \frac{k \lambda^3}{3}, \quad C_2 = \int_0^\lambda (1 + i \operatorname{tg} \Theta) \sin \Theta \sqrt[3]{\cos \Theta} d\xi,$$

$$C_3 = \frac{8 k^2 \lambda^5}{15}, \quad C_4 = i \int_0^\lambda (1 + i \operatorname{tg} \Theta)^2 \sqrt[3]{\cos^4 \Theta} d\xi.$$

Se observă că $C'_1 = C''_1$ chiar dacă arcul parabolic nu este simetric. Introducînd notațiile :

$$\beta_1 = \frac{i \mu - 1}{\lambda} - 4 k \mu_1, \quad \beta_2 = \frac{i \mu + 1}{\lambda} - 4 k \mu_2, \quad (38)$$

integralele (16) și (18) devin :

$$R_1 = \frac{16 k^2 \mu_1^2}{5} \lambda^5 + 2 k \beta_1 \mu_1 \lambda^4 + \frac{8 k \mu_1 + \beta_1^2}{3} \lambda^3 + \beta_1 \lambda^2 + \lambda, \quad (39)$$

$$R_2 = S_1 = \frac{16 k^2 \mu_1 \mu_2}{5} \lambda^5 + k (\beta_1 \mu_2 + \beta_2 \mu_1) \lambda^4 + \frac{4 k \mu_2 + \beta_1 \beta_2}{3} \lambda^3 + \frac{\beta_2}{2} \lambda^2, \quad (40)$$

$$S_2 = \frac{16 k^2 \mu_2^2}{5} \lambda^5 + 2 k \beta_2 \mu_2 \lambda^4 + \frac{\beta_2^2}{3} \lambda^3, \quad (41)$$

$$R'_1 = \int_0^\lambda \frac{n_1^2}{\sqrt[3]{\cos^2 \Theta}} d\xi, \quad (42)$$

$$R'_2 = S'_1 = \int_0^\lambda \frac{n_1 n_2}{\sqrt[3]{\cos^2 \Theta}} d\xi, \quad (43)$$

$$S'_2 = \int_0^\lambda \frac{n_2^2}{\sqrt[3]{\cos^2 \Theta}} d\xi. \quad (44)$$

În majoritatea cazurilor practice constanta κ are valori mai mici decît 1/2000, așa încît, calculînd și valorile integralelor C_2 , C_4 , R'_1 , R'_2 și S'_2 , se constată că se pot neglija efectele forțelor axiale. În aceste condiții se obține :

$$\mu_1 = \mu_2 = \frac{5}{8 k \lambda^2}, \quad \beta_1 = -\frac{7}{2 \lambda}, \quad \beta_2 = -\frac{3}{2 \lambda},$$

$$R_1 = S_2 = \frac{\lambda}{8}, \quad R_2 = S_1 = -\frac{\lambda}{24},$$

aşa încît formulele (27), (28), (20) şi (24) devin :

$$\gamma_{12} = \gamma_{21} = -\frac{1}{3}, \quad \rho_{12} = \rho_{21} = \frac{9}{4} \sqrt{1+i^2}, \quad r_1 = r_2 = \frac{5}{6 k \lambda^2} \quad (45)$$

Se vede că, în cazul de faţă, neglijînd efectele forţelor axiale şi tăietoare, factorul de transmisie nu depinde de λ , adică de poziţia relativă a extremităţilor arcului.

Aplicaţie. Axa arcului simetric şi de secţiune constantă din figura 3 are ecuaţia :

$$y = \frac{\sqrt{2}}{4} f \left(3 \sin \frac{\pi x}{l} + \sin \frac{3\pi x}{l} \right),$$

în care $f = 1/3$. Să se calculeze valorile γ , r şi ρ luînd $\alpha = 0,0005$.

Rezolvare. Avem $i = 0$ şi $\lambda = \alpha = \eta = 1$. În virtutea notaţiilor (10) rezultă :

$$\omega = \frac{\sqrt{2}}{12} \left(3 \sin \pi \xi + \sin 3\pi \xi \right),$$

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \cos 2\pi \xi \cos \pi \xi.$$

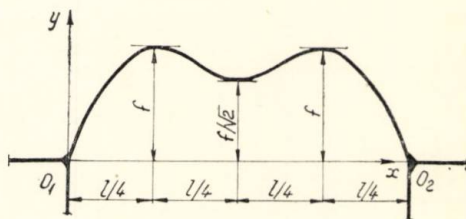


Fig. 3. Arc simetric

Calculînd prin metoda trapezelor valorile aproximative ale integralelor (7), (9) şi (16), se obţine :

$$C'_1 = C''_1 = 0,158, \quad C_3 = 0,0843, \quad C_3 = 0,778,$$

$$R_1 = S_2 = 0,211, \quad R_2 = S_1 = -0,0947,$$

$$R'_1 = S'_2 = 3,342, \quad R'_2 = S'_1 = -2,087,$$

aşa încît :

$$\gamma_{12} = \gamma_{21} = -0,44 \quad (-0,45),$$

$$r_1 = r_1 = 2,68 \quad (2,72)$$

$$\rho_{12} = \rho_{21} = 1,46 \quad (1,49)$$

Între paranteze au fost înregistrate valorile mărimilor de mai sus în ipoteza neglijării efectului forţelor axiale.

Bibliografie

- [1]. MAZILU, P.: *Statica construcţiilor*. Vol. II, Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.
- [2]. SCARLAT, A.: *Statica construcţiilor*. Vol. I, Ed. did. şi pedagogică, Bucureşti, 1963.

- [3]. STÜSSI, F.: *Statique appliquée et résistance des matériaux*. Vol. II, Dunod, Paris, 1957.

O METODĂ DIRECTĂ DE DETERMINARE A MODURILOR NORMALE DE VIBRAȚIE

MIHAI C. TOFAN

În lucrare se studiază un algoritm general stabil pentru determinarea matricelor spectrale și modale ale unui sistem linear, programat pe calculator, soluționând primul pas dintr-un algoritm general de aproximare osculatoare a comportării sistemelor mecanice neliniare în vecinătatea stării de echilibru stabil.

In der Arbeit wird ein allgemeinstabiler Algorithmus für die Bestimmung der spektralen — und modalen Matrix eines linearen Systems beschrieben, welcher mit Hilfe eines Rechenprogramms durchgeführt wird. Dadurch wird der erste Schritt in einer osculierenden Näherungsreihe zur Beschreibung der nicht linearen Systeme in der Umgebung des stabilen Gleichgewichtes gemacht.

Descrierea comportării unui sistem mecanic în vecinătatea unei stări de echilibru stabil caracterizată prin vectorul coordonatelor generalizate este realizată printr-o aproximație osculatoare a funcțiilor energetice și în definitiv a funcției Lagrange.

Primii termeni ai acestui șir osculator sînt :

$$U^{(1)}(\bar{q}) = U(\bar{q}_0) + \frac{1}{2!} \sum_{i,j}^w k_{ij} (\bar{q}_i - \bar{q}_0) (\bar{q}_j - \bar{q}_0), \quad (1)$$

$$T^{(1)}(\dot{\bar{q}}) = \frac{1}{2} \sum_{i,j}^w m_{ij} \dot{\bar{q}}_i \dot{\bar{q}}_j.$$

care prin notațiile :

$$x = \bar{q} - \bar{q}_0.$$

$$\dot{x} = \dot{\bar{q}}$$

alegînd $U(\bar{q}_0) = 0$ odată cu $\left. \frac{dU}{d\bar{q}} \right|_{\bar{q} = \bar{q}_0} = 0$ pentru minimul potențial asociat stării de echilibru stabil a sistemului.

Astfel avem :

$$L^{(1)}(\dot{\bar{q}}, \bar{q}) = \frac{1}{2} \sum_{i,j}^w m_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j - \frac{1}{2} \sum k_{ij} x_i x_j, \quad (2)$$

și ecuațiile de mișcare libere și neamortizate devin :

$$E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}, \bar{q}) : \sum m_{ik} \ddot{x}_k + \sum k_{ik} x_k = 0. \quad (3)$$

(i = 1, 2, . . . , w)

La un nivel imediat următor, considerarea anarmonicității în vecinătatea stării de echilibru, introduce în aproximația osculatoare un fenomen deși slab în cadrul micilor oscilații, însă calitativ nou, pe care să-l denumim perturbație proprie.

Astfel avem :

$$K_{ij} \rightarrow k_{ij} + l_{ijk} x_k$$

$$m_{ij} \rightarrow m_{ij} + n_{ijk} x_k$$

$$L^{(2)}(\dot{\bar{q}}, \bar{q}) = \frac{1}{2} \left(\sum_{i,j}^w m_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j - \sum_{i,j}^w K_{ij} x_i x_j \right) + \frac{1}{2} \left(\sum n_{ijk} \dot{x}_i \dot{x}_j x_k - \sum l_{ijk} x_i x_j x_k \right), \quad (4)$$

$$E_c^{(2)}(\ddot{\bar{q}}, \bar{q}) : E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}, \bar{q}) = F_{c_i}^{(2)}(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, \ddot{\bar{q}}), \quad (5)$$

unde proprietatea esențială a funcțiilor $F_{c_i}^{(1)}(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, \ddot{\bar{q}})$ este omogenitatea de ordinul II în variabilele generalizate $\bar{q}, \dot{\bar{q}}, \ddot{\bar{q}}$.

În concluzie, acest mod de aproximare osculatorie a comportării sistemelor în vecinătatea poziției de echilibru stabil, conduce la un șir de sisteme de acuații de mișcare, în care aceeași componentă omogenă asociată propriu sistemului, la nivelul linear,

$$E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}, \bar{q}) = F_i^{(1)}(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, \ddot{\bar{q}}) = 0, \quad (6)$$

este perturbată în termenii următori de componentele nelineare proprii sistemului.

Aplicarea aceleiași metode, la nivelul soluțiilor, conduce la șirul :

$$\begin{aligned} E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}^{(1)}, \bar{q}^{(1)}) &= 0, \\ E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}^{(2)}, \bar{q}^{(2)}) &= F^{(2)}(\bar{q}^{(1)}, \dot{\bar{q}}^{(1)}, \ddot{\bar{q}}^{(1)}), \\ E_c^{(1)}(\ddot{\bar{q}}^{(3)}, \bar{q}^{(3)}) &= F^{(3)}(\bar{q}^{(2)}, \dot{\bar{q}}^{(2)}, \ddot{\bar{q}}^{(2)}), \end{aligned} \quad (7)$$

ceea ce are drept interpretare, suprapunerea peste modurile de vibrație proprii (i) a unor noi moduri ($i + 1$), expus însă unui test fizic suplimentar, datorat imposibilității ca un sistem liber, să intre în rezonanță datorită propriilor sale nelinearități. Această restricție fizică, asociază secvenței oscilatoare de mai sus, un șir $R^{(i)}$, ce contribuie la definirea pulsațiilor și amplitudinilor induse la noul nivel.

În acest context, un prim pas, în parcurgerea acestui șir este determinarea valorilor proprii sistemului, a sistemului omogen (6), ceea ce coincide cu problema determinării unei matrici de transformare ortogonală a vectorului coordonatelor generalizate q , astfel încît :

$$\begin{aligned}\bar{Q} &= S \bar{q} \\ S^T M S \ddot{\bar{Q}} + S^T K S \bar{Q} &= 0,\end{aligned}\quad (8)$$

să corespundă unei decuplări complete a sistemului de ecuații Lagrange, ceea ce corespunde fizic, unei reprezentări a sistemului mecanic complex cu w grade de libertate, în vecinătatea stării de echilibru, prin w sisteme independente.

Este evident că această transformare ortogonală, astfel definită, nu va afecta structura cuplajelor în membrii de neomogenitate, prin urmare, la următoarele nivele, sistemul va fi decuplat în stînga și permanent cuplat în dreapta prin funcțiile omogene $F_i^{(a)}(\bar{Q}, \dot{\bar{Q}}, \ddot{\bar{Q}})$.

Cele două matrici M și K sînt dependente de alegerea coordonatelor generalizate.

Spre exemplu, în cazul unui arbore cu N volanți, alegînd drept coordonate generalizate elongațiile Θ_j față de poziția de echilibru, atunci matricea de inerție apare de la început sub formă diagonală :

$$M = (\diagup J_i \diagdown) \quad (i=1, 2, \dots, N), \quad (9)$$

în schimb, matricea constantelor elastice introduce un cuplaj de ordinul 2

$$K = \begin{vmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & . & . & . & 0 \\ -K_1 & K_1+K_2 & -K_2 & . & . & . & 0 \\ 0 & -K_2 & K_2+K_3 & -K_3 & . & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . \\ 0 & . & . & . & . & -K_{N-1} & K_{N-1} \end{vmatrix} \quad (10)$$

Dacă dimpotrivă, alegem drept coordonate generalizate, chiar elongațiile de răsucire ale elementelor elastice φ_j ($j=1, N$) cu $\varphi_N = \Theta_N$, atunci sistemul de ecuații de mișcare se decuplează elastic, se cuplează complet inerțial.

Transformarea de coordonate se realizează prin matricea unitară A.

$$\varphi = A \Theta, \quad (11)$$

unde

$$A = \begin{vmatrix} 1 & -1 & . & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ . & . & 1 & . \\ 0 & . & . & 1 \end{vmatrix}, \quad (12)$$

cu

$$A^{-1} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & . & . & . \\ . & . & . & . & . \\ 0 & . & . & . & 1 \end{vmatrix}, \quad (13)$$

și prin urmare

$$M_{\varphi} = \left(A^{-1} \right)^T M_{\Theta} A^{-1} = \left(m_{ij} \right) = \left(\sum_{k=1}^i J_k \right), \quad (14)$$

iar

$$K_{\varphi} = (A^{-1})^T K_{\Theta} A^{-1} = (\setminus K_i \setminus) \quad (i = 1, 2 \dots N-1).$$

Decuplarea elastică a ecuațiilor de mișcare pune clar în evidență faptul că matricea constantelor elastice este singulară, eliberând ultima ecuație :

$$\sum_{j=1}^{N-1} \left(\sum_{i=1}^j J_i \right) \ddot{\varphi}_j = 0, \quad (15)$$

pentru a descrie mișcarea arborelui ca un singur rigid.

Transformarea (12) nu este ortogonală, însă sugerează căutarea unei transformări S ortogonale, care să realizeze decuplarea ecuațiilor de mișcare, adică să realizeze diagonalizarea simultană a matricelor M și K.

Pornind de la o soluție generală a sistemului de ecuații :

$$M \ddot{\bar{q}} + K \bar{q} = 0, \quad (16)$$

sub forma :

$$\bar{q} = R_e \left\{ \bar{C} \cdot e^{i\omega t} \right\}, \quad (17)$$

rezultă că vectorul $\bar{C}$ trebuie să satisfacă ecuația algebrică :

$$(M^{-1} K - \omega^2 I) \bar{C} = 0, \quad (18)$$

ceea ce corespunde cu problema valorilor proprii ale matricei $M^{-1}K$. Tragem concluzia, că găsirea transformării ortogonale S este în definitiv asociată cu construirea setului de pulsații proprii ω_i^* ($i = 1, 2, \dots, w$).

Ținând seama de simetria matricelor M și K , valorile proprii ale matricei $M^{-1}K$ se pot determina printr-un algoritm stabil, propus de Jakobi [1] și perfecționat de von Neumann [2].

Acest algoritm constă în aplicarea repetată a unor rotații plane asupra unei matrice A real simetrice ($A^T = A$).

$$R_{pq}^T A R_{pq}.$$

astfel încît să se obțină anularea elementului A_{pq}

Notînd cu :

$$\lambda = A_{pq},$$

$$\mu = \frac{1}{2} (A_{pp} - A_{qq}),$$

atunci în locul argumentului rotației plane se pot determina direct elementele matricei R în forma :

$$\omega = \text{sign}(\mu) \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \mu^2}},$$

$$\sin \Theta = \frac{\omega}{\sqrt{2(1 + \sqrt{1 - \omega^2})}},$$

$$\cos \Theta = \sqrt{1 - \sin^2 \Theta}.$$

Să considerăm a N — a transformare elementară R_N atunci algoritmul poate fi redat în secvența :

$$A^{(1)} = A_T,$$

$$A^{(N+1)} = R_N^T A^{(N)} R_N,$$

odată cu matricea vectorilor proprii :

$$S^{(1)} = R_1,$$

$$S^{(N+1)} = S^{(N)} R_{N+1}.$$

Procesul iterativ finalizează în :

$$\lim_{N \rightarrow \infty} A^{(N)} = D_A,$$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} S^{(N)} = S,$$

astfel încît :

$$S^T \wedge S = D_A,$$

cu norma elementelor ex-diagonale :

$$\sum_{i < j}^w A_{ij} < \varepsilon,$$

inferioară unei valori impuse.

Controlul final verifică ortogonalitatea transformării $S^T S = I$.

Acest algoritm se aplică întâi matricei inerțiale M astfel încît :

$$B^T M B = D_M,$$

și pentru a doua oară matricei :

$$(B^{-1/2})^T K (B^{-1/2}),$$

unde :

$$(B^{-1/2}) = B \cdot D_M^{-1/2},$$

astfel încît, în definitiv să avem :

$$S^T (B^{-1/2})^T K (B^{-1/2}) S = D_M^{-1} K = \Omega^2.$$

Forma canonică Jordan $D_M^{-1} K$ astfel generată, conține pe diagonală valorile proprii ω_i^2 ($i = 1, 2, \dots, w$).

$$\Omega^2 = \setminus \omega_i^2 \setminus,$$

și este matricea spectrală a sistemului elastic cercetat. Transformarea ortogonală $S S^T = I$ este matricea modală asociată.

Bibliografie

- [1]. C. G. I. IACOBI: *Über ein leichtes Verfahren, die in der Theorie der Säkularstörungen vorkommenden Gleichungen numerisch aufzulösen*. J. reine angew. Math. vol. 30, 1846, pp. 51—95.
- [2]. A. RALSTON, H. S.: *Wilf — Méthodes mathématiques pour calculateurs arithmétiques*. Dunod, Paris, 1965.
- [3]. W. W. CODLEY and P. R. LOHNES: *Multivariate Procedures for the Behavioral Sciences*. John Wiley and Sons, 1962, Chapter 3 (NROOT).
- [4]. L. D. LANDAU — E. M. LIFŠIT: *Mecanică*. Ed. tehnică, București, 1966.
- [5]. I. B. M. System (360 Scientific Subroutine Package) (360 A — CM — 03 X), Version III. — Programmer's Manual — Febr. 14. 1969.

STUDIUL ANALITIC ȘI FOTOELASTIC ASUPRA REZISTENȚEI UNOR CHEI FIXE

ȘTEFAN VOICULESCU

În studiul de față ne-am propus să proiectăm mai judicios freza de formă pentru chei fixe în vederea obținerii unor parametri tehnici superiori satisfăcând unele condiții mai exigente de conlucrare a cheii în buna funcționare.

In this study it is proposed to draw up, more judiciously, the milling cutter necessary for the shaping of the screw wrench to obtain certain higher technical parameters satisfying some more exacting conditions of the wrench well-working.

În scopul realizării unor chei fixe de bună calitate, studiul de față contribuie la o proiectare mai rațională a frezei de profil.

Utilizând metoda analitică de calcul și încercarea fotoelastică s-a studiat comportarea în exploatare a unor noi variante de chei fixe.

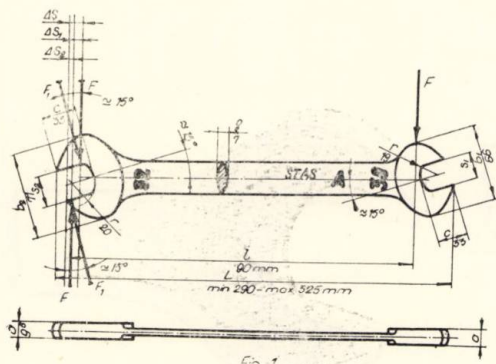


Fig. 1. Vedere generală a cheii

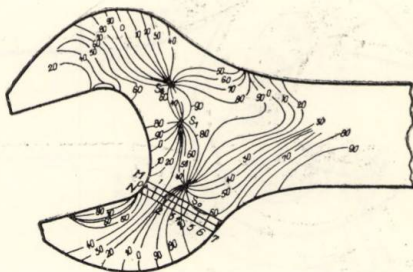


Fig. 2. Curbe izocline

Pe baza lucrărilor [1] și [2] s-a realizat un model de cheie (figura 1) de 30×32 STAS 6762—68 din plexiglas cu grosimea de 9 mm pentru obținerea curbelor izocline.

Din figura 2 se prezintă în afara curbelor izocline cu valorile unghiurilor-parametru între 0° și 90° și punctele singulare, ce sînt puncte

de rotire ale izoclinelor în cazul cercetărilor calitative și izocromatice de ordin zero în cercetările cantitative.

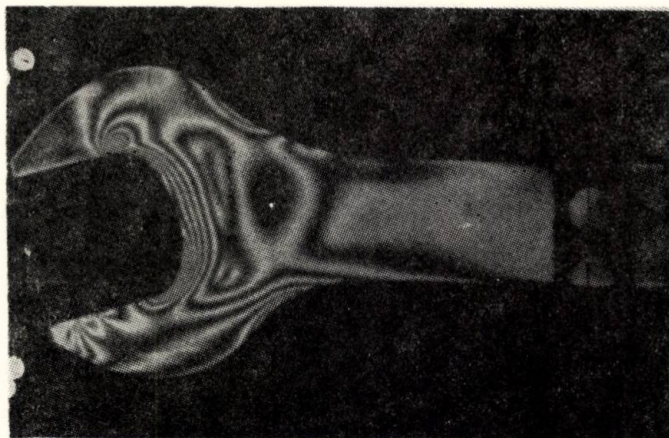


Fig. 3. Curbe izocromatice

Modelul din figura 1 s-a realizat și din juralit cu grosime de 6 mm în vederea obținerii curbelor izocromatice cu un grad de extincție maxim (figura 3). Această familie de curbe a permis determinarea tensiunilor de contur redată în figura 4.

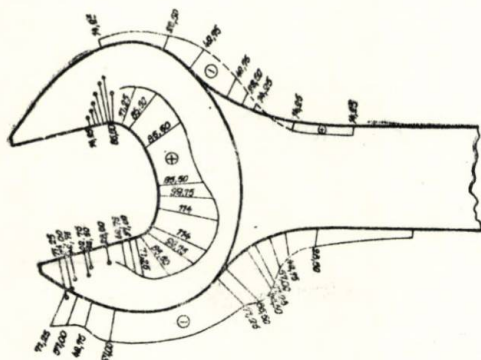


Fig. 4. Diagrama de variație a tensiunilor de contur

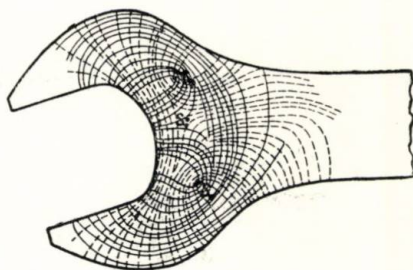


Fig. 5. Curbe izostatice

Curbele izostatice din figura 5 stabilesc aspectul calitativ al distribuției tensiunilor în cheie.

a) Determinarea analitică a tensiunilor.

Considerînd gheara cheii ca un element curb, calculul s-a efectuat conform lucrării [3], iar diagramele tensiunilor sînt date în figura 6.

Tensiunea normală rezultă din formula :

$$\sigma = \frac{N}{A} - \frac{M}{\rho A} + \frac{M}{k \rho A} \frac{y}{\rho - y} \quad (1)$$

Pentru $y=0$ se obține din (1).

$$\sigma_0 = \frac{N}{A} - \frac{M}{\rho A}$$

Pentru $y = \rho$ tensiunea σ devine infinită, ceea ce corespunde asimptotei 1.

Iar cazul $y = +\infty$ tensiunea este :

$$\sigma = \frac{N}{A} - \frac{M}{\rho A} + \frac{M}{k \rho A} \frac{y}{y(\rho/y - 1)}$$

unde ultima parte a membrului trei este egală cu unitatea și se obține :

$$\sigma = \frac{N}{A} - \frac{M}{\rho A} + \frac{M}{k \rho A}$$

Din aceasta rezultă asimptota 2.

Determinarea poziției axei neutre a secțiunii periculoase a cheii se face punînd condiția $\sigma = 0$ în relația (1) și rezultă :

$$y = \frac{k \rho (M - N \rho)}{(1 + k)M - k \rho N} \quad (2)$$

Pentru elementul curb al cheii, forța de întindere ce acționează după normala la secțiune este pozitivă și are valoarea $N = 5,4 \text{ daN}$, iar momentul încovoiător este $M = -49,68 \text{ daN. cm}$.

Caracteristica geometrică K a secțiunii este dată de formula :

$$K = \frac{1}{A} \int \frac{y dA}{\rho - y} = -1 + \frac{\rho}{h} \ln \frac{\rho + h/2}{\rho - h/2} \quad (3)$$

din care pentru $\rho = r + h/2$, $r = 2 \text{ cm}$ și $h = 2,1 \text{ cm}$ se obține $K = 0,0425$.

Poziția axei neutre față de centrul de greutate al secțiunii cheii, pentru datele problemei, rezultă din formula (2) $y = 0,084 \text{ cm}$. Această valoare este foarte mică și se poate considera că axa neutră trece chiar prin centrul de greutate al secțiunii.

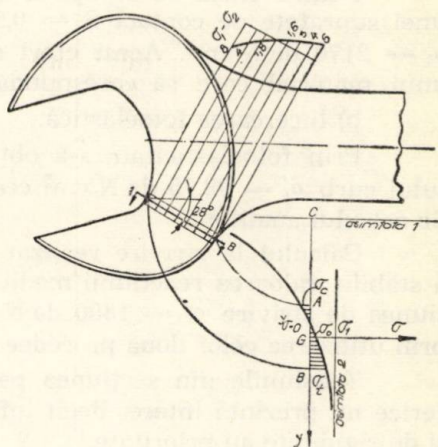


Fig. 6. Diagrama de variație a tensiunii în secțiunea A—B

Tensiunile de întindere respectiv de compresiune la periferia secțiunii, determinate cu formula (1) sînt $\sigma_t = 95,43$ da N/cm² și $\sigma_c = -54,71$ da N/cm².

Pentru calculul la strivire forța ce se exercită asupra cheii se descompune în două componente pe fețele de contact dintre piuliță și fețele interioare ale cheii (figura 1).

Pentru cheia 32 se aplică o forță $F = 620$ daN și corespunzător unei suprafețe de contact $S = 0,285$ cm², rezultă o tensiune de strivire $\sigma_s = 2170$ da N/cm². Acest efort reclamă folosirea în execuția cheilor a unui material care să corespundă cerințelor de strivire și deformație.

b) Încercarea fotoelastică.

Prin fotoelasticitate s-a obținut tensiunea de întindere a elementului curb $\sigma'_t = 99,75$ da N/cm² ceea ce înseamnă o diferență de 5 % față de calculul analitic.

Calculul la strivire realizat cu ajutorul fotografiei izocromaticelor a stabilit valoarea reacțiunii medii de contact egală cu 512 da N, iar tensiunea de strivire $\sigma'_s = 1800$ da N/cm². Rezultă deci o diferență de 17 % prin utilizarea celor două procedee.

Tensiunile din secțiunea periculoasă A—B în afară de cele periferice nu prezintă interes decît informativ, deoarece condițiile de strivire și de rigiditate au prioritate.

În baza studiului s-a constatat că, concentratorii de tensiune în racordarea interioară a cheii nu sînt periculoși iar coroana frezei de formă se poate executa pentru anumite sorturi de chei printr-o racordare sub formă de arc de cerc. Aceasta este mult mai simplă față de varianta precedentă cu racordare în formă de mîner de coș.

C o n c l u z i i

În vederea obținerii unor chei fixe în condiții de comportare mai exigente se poate afirma :

a) Materialul folosit și recomandat în condițiile STAS 6091—68 la pct. 2—3 și STAS 6762—69 pct. 4, trebuie îmbunătățit pentru a satisface și condiția de rigiditate, absolut obligatorie în exploatarea cheii.

b) Cheia fixă se poate realiza sub racordări mai judicioase decît cele existente. Raza de racordare a deschiderii cheii ce face legătura dintre fețele drepte se poate realiza uneori sub formă de arc de cerc și nu în formă de mîner de coș, urmărindu-se rapiditatea în execuție.

c) Cheia a fost cercetată sub cele două aspecte analitic și fotoelastic, și s-a arătat că aproximațiile dintre cele două metode sînt relativ mici.

d) Tensiunile în secțiunea periculoasă a cheii demonstrează că materialul pe care l-ar impune ar fi mult inferior celui folosit în momentul

de față, însă nu condiția de rezistență impune proiectarea judicioasă a cheii, ci condiția de rigiditate.

e) Cele menționate mai sus atrag după sine proiectarea coroanei frezei de formă cu partea inferioară dreaptă și nu racordată.

Considerăm că studiul de față va îmbunătăți realizarea unor sorturi de chei fixe satisfăcând condiții mai exigente în exploatare.

Bibliografie

- | | |
|--|---|
| [1]. FÖPPL, L. und MÖNCH, E.: <i>Praktische Spannungsoptik</i> . Berlin, Ed. Springer, 1950. | <i>elasticitate</i> . Vol. I, II. Ed. tehnică, București, 1958—1960. |
| [2]. IOSIPESCU, N.: <i>Introducere în foto-</i> | [3]. DEUTSCH, I.: <i>Rezistența materialelor</i> . Vol. II. Institutul politehnic Brașov, 1968. |

ANALIZA MATRICEALĂ A MECANISMULUI PATRULATER SPAȚIAL R. C. C. C.

CONSTANTIN D. RĂDULESCU

În lucrare se face analiza cinematică pe baza calculului matriceal a mecanismului patrulater spațial cu o cuplă de rotație și trei cuple cilindrice. Se stabilesc expresiile deplasărilor relative în toate cuplele cinematice sub forma unor relații simple unitare. Prin simple particularizări ale relațiilor stabilite se pot obține legile de transmitere pentru întreaga varietate de mecanisme cu patru elemente întâlnite în construcția diverselor transmisii mecanice.

Mecanismul patrulater spațial R.C.C.C. (figura 1), având patru elemente și patru cuple cinematice (una de rotație, trei cilindrice) stă la baza unui număr mare de mecanisme (variante particulare ale sale) utilizate în construcția diverselor transmisii mecanice.

Majoritatea metodelor de studiu ale mecanismelor spațiale, alpicate mecanismului patrulater spațial, sau elaborate chiar pe baza acestui mecanism, au condus la expresii greoaie pentru analiza cinematicii acestui mecanism, dar, uneori au permis stabilirea unor configurații particulare ale pozițiilor axelor cuplelor cinematice pe baza cărora prin transformări structurale s-au determinat variante noi ale acestui mecanism. Astfel din-

Dans l'ouvrage on fait l'analyse cinématique — à partir du calcul matriciel — du mécanisme quadrilatère spatial à un couple de rotation et trois couples cylindriques. On établit les expressions des déplacements relatifs dans tous les couples cinématiques sous la forme de quelques relations simples unitaires. Par des simples particularisations des relations établies on peut obtenir les lois de transmission pour toute la variété de mécanismes à quatre éléments qu'on rencontre dans la construction de diverses transmissions mécaniques.

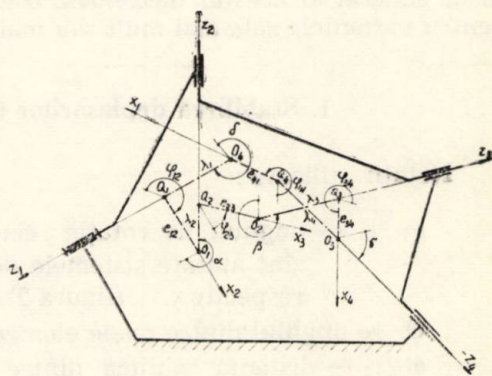


Fig. 1. Mecanism patrulater spațial
RCCC

tre aceste studii se poate remarca cel efectuat prin metoda vectorială [11] care a condus la stabilirea unor variante structurale ale acestui mecanism, studiul pe baza metodei șuruburilor [3], care a condus la unele variante cu cuple de translație [4], unele dintre acestea stabilite însă și prin metoda vectorială; studiul prin metoda numerelor duale [8], încearcă și o formulare, destul de incomodă, a teoremei existenței manivelei, permite de asemenea stabilirea unor variante particulare ale mecanismului respectiv [7].

Studiul comparativ al metodelor de analiză a mecanismelor spațiale a condus, așa după cum s-a arătat, la concluzia că metoda matriceală oferă avantajul stabilirii pentru deplasările relative dintre elemente a unor relații comode pentru analiza cinematicii mecanismelor spațiale. În cazul mecanismului patruleter spațial aplicarea acestei metode, pe lângă avantajul amintit, permite:

- studiul unitar al tuturor variantelor stabilite prin alte metode,
- stabilirea independenței rotațiilor relative dintre elemente față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice, proprietate remarcabilă a mecanismului patruleter spațial, care dă posibilitatea extinderii considerațiilor privind existența manivelei stabilite pentru mecanismele patruletere sferice, prin considerente de trigonometrie sferică, și la acest mecanism,
- stabilirea, pentru configurații particulare ale axelor cuplelor cinematice, de noi variante ale acestui mecanism (10),
- stabilirea unor relații generale pentru studiul preciziei mecanismului patruleter spațial, aplicabile prin particularizările corespunzătoare, tuturor variantelor particulare derivate din mecanismul R. C. C. C. (9).

Trebuie remarcat de asemenea faptul că în literatura de specialitate cu toate că se întâlnește în multe lucrări, ecuația matriceală, pentru cazul general al acestui mecanism, este rezolvată de fiecare dată, numai pentru variantele sale mai mult sau mai puțin particulare.

1. Stabilirea deplasărilor în cuplele cinematice.

Notății utilizate:

- $\varphi_{i, i+1}$ — unghiul de rotație relativă dintre elementele cărora le sînt atașate sistemele de referință definite de axele x_i și respectiv x_{i+1} (figura 2).
- Θ_j — unghiul dintre axele elementului j ($\Theta_1 = \alpha$; $\Theta_2 = \beta \dots$)
- $e_{i, i+1}$ — distanța minimă dintre axele cuplelor aceluiași element,
- λ_i — mărimea care caracterizează deplasarea relativă din cupla cilindrică i .

1.1. Ecuația matriceală a mecanismului patruleter spațial.

Mecanismul patruleter spațial (figura 1), fiind un mecanism cu un singur contur independent se poate stabili o singură ecuație matriceală, care definește pozițiile relative ale elementelor, de forma (1), (2) :

$$[A_1] [A_2] [A_3] [A_4] = [E]. \quad (1)$$

În această ecuație $[A_i]$ reprezintă matricea de transformare iar $[E]$ matricea unitate. Pentru mecanismul studiat, cu notațiile amintite, aceste matrice sînt de forma :

$$[A_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ e_{i, i+1} \cos \varphi_{i, i+1} & \cos \varphi_{i, i+1} & -\cos \Theta_j \sin \varphi_{i, i+1} & \sin \Theta_j \sin \varphi_{i, i+1} \\ e_{i, i+1} \sin \varphi_{i, i+1} & \sin \varphi_{i, i+1} & \cos \Theta_j \cos \varphi_{i, i+1} & -\sin \Theta_j \cos \varphi_{i, i+1} \\ \lambda_i & 0 & 0 & \cos \Theta_j \end{bmatrix} \quad (2)$$

Ecuația matriceală (1), poate fi scrisă și sub forma :

$$[A_{ij}] = [A_2][A_3][A_4] = [A_1]^{-1} \quad (3)$$

în care $[A_1]^{-1}$ reprezintă inversa matricei $[A_1]$. Matricea $[A_1]^{-1}$ se calculează pornind de la matricea $[A_1]$ conform relației :

$$[A_i]^{-1} = [\alpha_{ij}]^{-1} = \frac{1}{D} [A_{ji}] = [b_{ij}] \quad (4)$$

În relația (4) D reprezintă determinantul matricei pătrate $[A_1]$, egal cu unitatea în acest caz, iar A_{ji} complementul algebric al elementului α_{ij} din determinantul D al matricei $[A_1]$.

Pentru matricea $[A_1]$ rezultă pe baza relației (4) matricea inversă $[b_{ij}]$, matrice de tipul 4×4 .

Membru stîng al ecuației (3), produsul celor trei matrice de tipul (4×4) , va fi tot o matrice de același tip, $[a_{ij}]$.

Egalitatea matricelor ecuației (3), $[a_{ij}]$ și respectiv $[b_{ij}]$, se exprimă prin egalitatea termenilor omologi ai matricelor respective.

Termenii primelor linii ale matricelor egale, $[a_{ij}]$ și $[b_{ij}]$, fiind evident identic egali ecuația matriceală (3) va conduce la un sistem de 12 ecuații care permit stabilirea legii de transmitere a rotației, precum și stabilirea deplasărilor relative ale elementelor din cuplele cilindrice. Stabilirea relațiilor care definesc mișcările relative din cuplele cilindrice este condiționată de judicioasa alegere din sistemul de ecuații rezultat a ecuațiilor independente.

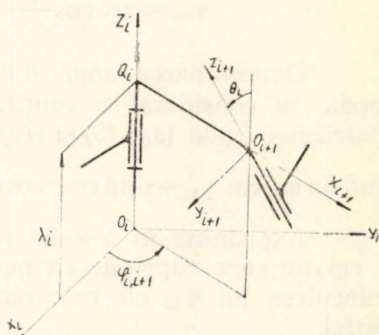


Fig. 2. Sistemul de referință atașat elementului

1.2. Stabilirea rotațiilor relative din cuplele cilindrice.

Pentru stabilirea rotațiilor relative din cuple se consideră inițial, sistemul care exprimă egalitatea elementelor a_{43} și a_{44} ale matricei $[a_{ij}]$ cu elementele corespunzătoare b_{43} și respectiv b_{44} ale matricei $[b_{ij}]$:

$$\begin{aligned} & -\sin\beta\cos\delta\sin\varphi_{34}\sin\varphi_{41} + \sin\beta\cos\gamma\cos\delta\cos\varphi_{34}\cos\varphi_{41} + \\ & + \cos\beta\cos\gamma\sin\delta + \cos\beta\sin\gamma\cos\delta\cos\varphi_{41} - \sin\beta\sin\gamma\sin\delta\cos\varphi_{34} = \\ & = -\sin\alpha\cos\varphi_{12} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \sin\beta\sin\delta\sin\varphi_{34}\sin\varphi_{41} - \sin\beta\cos\gamma\sin\delta\cos\varphi_{34}\cos\varphi_{41} + \\ & + \cos\beta\cos\gamma\cos\delta - \cos\beta\sin\gamma\sin\delta\cos\varphi_{41} - \sin\beta\sin\gamma\cos\delta\cos\varphi_{34} = \cos\alpha \end{aligned}$$

Se observă că acest sistem cuprinde ca necunoscute doar pe φ_{34} și φ_{41} permițând determinarea imediată a lui φ_{34} prin reducerea lui φ_{41} și anume adunând prima ecuație înmulțită cu $\sin\delta$ la cea de a doua ecuație, înmulțită cu $\cos\delta$ rezultă:

$$\varphi_{34} = \arccos \frac{\cos\beta\cos\gamma - \cos\alpha\cos\delta + \sin\alpha\sin\delta\cos\varphi_{12}}{\sin\beta\sin\gamma} \quad (6)$$

Determinarea unghiului φ_{41} din ecuațiile sistemului (5) fiind incomodă, se consideră în continuare egalitatea elementelor a_{42} și b_{42} ale matricelor egale $[a_{ij}]$ (3) și respectiv $[b_{ij}]$ (4):

$$\sin\beta\sin\varphi_{34}\cos\varphi_{41} + \sin\beta\cos\gamma\cos\varphi_{34}\sin\varphi_{41} + \cos\beta\sin\gamma\sin\varphi_{41} = \sin\alpha\sin\varphi_{12} \quad (7)$$

Exprimând în această relație $\sin\varphi_{41}$ și $\cos\varphi_{41}$ prin $\operatorname{tg}\varphi_{41}$ rezultă o relație care cuprinde ca necunoscută doar pe $\operatorname{tg}\varphi_{41}$ și permite, după înlocuirea lui φ_{34} cu valoarea dată de (6), stabilirea lui φ_{41} . Se obține astfel:

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{A_1 B_1 \sin^2\gamma + C_1 \sqrt{D_1^2 - E_1^2}}{C_1^2 - A_1^2 \sin^2\gamma} \quad (8)$$

unde:

$$\begin{aligned} A_1 &= \sin\alpha\sin\varphi_{12}, \quad B_1 = \cos\alpha\sin\delta + \sin\alpha\cos\delta\cos\varphi_{12}, \\ C_1 &= \cos\beta - \cos\alpha\cos\gamma\cos\delta + \sin\alpha\cos\gamma\sin\delta\cos\varphi_{12}, \\ D_1 &= \sin\beta\sin\gamma, \quad E_1 = \cos\beta\cos\gamma - \cos\alpha\cos\delta + \sin\alpha\sin\delta\cos\varphi_{12}. \end{aligned} \quad (9)$$

Stabilirea unghiului de rotație relativă φ_{23} se poate efectua apelînd din nou la cele două matrice egale $[a_{ij}]$ (3) și $[b_{ij}]$ (4) și anume la egalitatea elementelor a_{23} și a_{24} cu b_{23} și respectiv b_{24} . Relațiile sistemului rezultat, înmulțite prin $\sin\delta$ și $\cos\delta$, însumate conduc la relația:

$$\sin\gamma\cos\varphi_{23}\sin\varphi_{34} + \cos\beta\sin\gamma\sin\varphi_{23}\cos\varphi_{34} + \sin\beta\cos\gamma\sin\varphi_{23} = \sin\delta\sin\varphi_{12} \quad (10)$$

similărelației (7). Procedind analog determinării lui φ_{41} rezultă :

$$\varphi_{23} = \arctg \frac{A_2 B_2 \sin^2 \gamma + C_2 \sqrt{D_1^2 - E_1^2}}{C_2^2 - A_2^2 \sin^2 \gamma}, \quad (11)$$

unde :

$$\begin{aligned} A_2 &= \sin \delta \sin \varphi_{12}, \quad B_2 = \sin \alpha \cos \delta + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12}, \\ C_2 &= \cos \gamma - \cos \alpha \cos \beta \cos \delta + \sin \alpha \cos \beta \sin \delta \cos \varphi_{12}, \end{aligned} \quad (12)$$

1.3. Translațiile relative din cuplele cinematice.

Translația relativă din cupla cilindrică i este definită, așa după cum s-a arătat, de mărimea λ_i distanță între picioarele perpendicularelor comune pe axele cuplelor elementelor care formează cupla i , măsurată pe axa cuplei respective. Mărimile λ_i pot fi determinate din egalitatea elementelor primelor coloane ale matricelor egale, $[a_{ij}]$ și $[b_{ij}]$ din relațiile (3) și (4) acestea fiind singurele elemente care cuprind mărimi lineare.

Egalitatea elementelor a_{21} și a_{31} cu b_{21} și respectiv b_{31} conduce la următorul sistem care permite determinarea lui λ_3 și λ_4 :

$$\begin{aligned} &e_{23} \cos \varphi_{23} + e_{34} (\cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} - \cos \beta \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34}) + \\ &+ e_{41} (-\cos \beta \cos \gamma \sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41}) + \cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \\ &- \cos \beta \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \\ &+ \sin \beta \sin \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{41}) + \lambda_3 \sin \beta \sin \varphi_{23} + \lambda_4 (\sin \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} + \\ &+ \cos \beta \sin \gamma \sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} + \sin \beta \cos \gamma \sin \varphi_{23}) = -e_{12} \\ &e_{23} \sin \varphi_{23} + e_{34} (\sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} + \cos \beta \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34}) + \\ &+ e_{41} (\cos \beta \cos \gamma \cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \cos \varphi_{41} + \\ &+ \cos \beta \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \sin \varphi_{41} - \\ &- \sin \beta \sin \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{41} - \lambda_3 \sin \beta \cos \varphi_{23} + \lambda_4 (\sin \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} - \\ &- \cos \beta \sin \gamma \cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} - \sin \beta \cos \gamma \cos \varphi_{23}) = -\lambda_1 \sin \alpha \end{aligned} \quad (13)$$

Pentru a se obține relații cât mai simple pentru expresiile deplasărilor relative din cuple (λ_3 și λ_4) sistemul (13) se aduce la forma cea mai simplă înainte de rezolvare, prin simplificarea expresiilor care multiplică mărimile lineare.

Astfel considerînd relațiile care exprimă egalitatea elementelor a_{22} și a_{32} cu b_{22} și b_{32} , din matricile egale $[a_{ij}]$ (3) și respectiv $[b_{ij}]$ (4):

$$\begin{aligned} &\cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \beta \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \sin \varphi_{41} - \\ &- \cos \beta \cos \gamma \sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \sin \beta \sin \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{41} = \cos \varphi_{12} \\ &\sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \cos \varphi_{41} + \cos \beta \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \\ &+ \cos \beta \cos \gamma \cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} - \sin \beta \sin \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{41} = -\cos \alpha \sin \varphi_{12} \end{aligned} \quad (14)$$

se obțin două relații care permit exprimarea mult mai simplă a cantităților care multiplică pe e_{41} în cele două ecuații ale sistemului.

Coeficienții necunoscuți λ_4 din sistemul (13) pot fi exprimați, în altă formă, dacă se consideră egalitatea următoarelor elemente omologate ale matricelor egale $[a_{ij}]$ și $[b_{ij}]$: a_{23} , a_{24} , a_{33} , a_{34} și respectiv b_{23} , b_{24} , b_{33} , b_{34} , din matricele (3) și respectiv (4). Primele două relații, ale acestui sistem, înmulțite respectiv cu $\sin \delta$ și $\cos \delta$ și însumate dau coeficientul lui λ_4 din prima ecuație a sistemului (13); următoarele două relații ale aceluiași sistem înmulțite tot cu $\sin \delta$ și respectiv $\cos \delta$ și însumate, dau coeficientul lui λ_4 din cea de a doua ecuație a sistemului (13):

$$\begin{aligned} \sin \gamma \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34} + \cos \beta \sin \gamma \sin \varphi_{34} + \sin \beta \cos \gamma \sin \varphi_{23} &= \sin \delta \sin \varphi_{12} \\ \sin \gamma \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} - \cos \beta \sin \gamma \sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} - \sin \beta \cos \gamma \cos \varphi_{23} &= \\ &= \sin \alpha \cos \delta + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} \end{aligned} \quad (15)$$

Prin înlocuirea expresiilor date de relațiile (14) și (15) coeficienților lui e_{41} și λ_4 din sistemul (13), se obține după eliminarea lui λ_3 :

$$\begin{aligned} e_{12} \cos \varphi_{23} + e_{23} + e_{34} \cos \varphi_{34} + e_{41} (\cos \varphi_{12} \cos \varphi_{23} - \cos \alpha \sin \varphi_{12} \sin \varphi_{23}) + \\ + \lambda_1 \sin \alpha \sin \varphi_{23} + \lambda_4 (\sin \delta \sin \varphi_{12} \cos \varphi_{23} + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} \sin \varphi_{23} + \\ + \sin \alpha \cos \delta \sin \varphi_{23}) = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

Revenind la sistemul (15) și anume adunând cele două ecuații ale sale înmulțite respectiv cu $\cos \varphi_{23}$ și $\sin \varphi_{23}$ rezultă coeficientul lui λ_4 din relația (16):

$$\sin \gamma \sin \varphi_{34} = \sin \delta \sin \varphi_{12} \cos \varphi_{23} + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} \sin \varphi_{23} + \sin \alpha \cos \delta \sin \varphi_{23} \quad (17)$$

Se obține astfel o relație simplă pentru calculul translației relative în cupla cilindrică 4:

$$\lambda_4 = L_{01}^4 \lambda_1 + L_{12}^4 e_{12} + L_{23}^4 e_{23} + L_{34}^4 e_{34} + L_{41}^4 e_{41}, \quad (18)$$

unde

$$\begin{aligned} L_{01}^4 &= -\sin \alpha \operatorname{cosec} \gamma \sin \varphi_{23} \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \quad L_{12}^4 = -\operatorname{cosec} \gamma \cos \varphi_{23} \operatorname{cosec} \varphi_{34} \\ L_{23}^4 &= -\operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \quad L_{34}^4 = -\operatorname{cosec} \gamma \operatorname{ctg} \varphi_{34}, \\ L_{41}^4 &= (\cos \alpha \sin \varphi_{12} \sin \varphi_{23} - \cos \varphi_{12} \cos \varphi_{23}) \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \end{aligned} \quad (19)$$

Pentru stabilirea relației de calcul a mărimii care caracterizează deplasarea în cupla cilindrică (3) definită de mărimea λ_3 , se consideră din nou sistemul (13) ale cărui ecuații înmulțite respectiv cu $\sin \varphi_{23}$ și $\cos \varphi_{23}$ și apoi adunate dau relația:

$$\begin{aligned} \lambda_2 \sin \beta &= -e_{12} \sin \varphi_{23} + e_{34} \cos \beta \sin \varphi_{34} + e_{41} (\cos \beta \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} + \\ &+ \cos \beta \cos \gamma \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} - \sin \beta \sin \gamma \sin \varphi_{41}) + \lambda_1 \sin \alpha \cos \varphi_{23} - \\ &- \lambda_4 (\cos \beta \sin \gamma \cos \varphi_{34} + \sin \beta \cos \gamma). \end{aligned} \quad (20)$$

În această relație înlocuind coeficientul mărimii e_{41} prin relația care rezultă din însumarea ecuațiilor sistemului (14) înmulțite respectiv prin $\sin \varphi_{23}$ și $\cos \varphi_{23}$:

$$\begin{aligned} -\cos \beta \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} - \cos \beta \cos \gamma \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \sin \beta \sin \gamma \sin \varphi_{41} = \\ = \cos \varphi_{12} \sin \varphi_{23} + \cos \alpha \sin \varphi_{12} \cos \varphi_{23}, \end{aligned} \quad (21)$$

și mărimea λ_4 cu valoarea stabilită (18), respectiv (19), rezultă, o relație din care, exprimând coeficienții mărimilor λ_1 , e_{12} și e_{41} pe baza relațiilor (15), se poate exprima λ_3 printr-o relație similară relației (18) :

$$\lambda_3 = L_{01}^3 \lambda_1 + L_{12}^3 e_{12} + L_{23}^3 e_{23} + L_{34}^3 e_{34} + L_{41}^3 e_{41} \quad (22)$$

unde :

$$\begin{aligned} L_{01}^3 &= \sin \alpha \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \sin \delta \sin \varphi_{12} \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \\ L_{12}^3 &= -(\cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} + \sin \alpha \cos \delta) \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \\ L_{23}^3 &= (\cos \beta \sin \gamma \cos \varphi_{34} + \sin \beta \cos \gamma) \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34} \\ L_{34}^3 &= (\cos \cos \gamma \cos \varphi_{34} + \cos \beta \sin \gamma) \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34} \\ L_{41}^3 &= -(\sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12} + \cos \alpha \sin \delta) \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34}. \end{aligned} \quad (23)$$

Translația relativă din cupla cilindrică 2 se stabilește considerînd egalitatea elementelor a_{41} și b_{41} ale matricelor egale $[a_{ij}]$ (3) $[b_{ij}]$ (4):

$$\begin{aligned} e_{34} \sin \beta \sin \varphi_{34} + e_{41} (\sin \beta \sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} + \sin \beta \cos \gamma \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41} + \\ + \cos \beta \sin \gamma \sin \varphi_{41}) + \lambda_2 + \lambda_3 \cos \beta - \lambda_4 (\sin \beta \sin \gamma \cos \varphi_{34} - \\ - \cos \beta \cos \gamma) = -\lambda_1 \cos \alpha \end{aligned} \quad (24)$$

Eliminînd în relația (24) pe λ_3 cu ajutorul mărimii date de relația (20), rezultă :

$$\begin{aligned} \lambda_2 \sin \beta - e_{12} \cos \beta \sin \varphi_{34} - e_{34} \sin \varphi_{34} - e_{41} (\sin \varphi_{34} \cos \varphi_{41} + \\ + \cos \gamma \cos \varphi_{34} \sin \varphi_{41}) - \lambda_1 (\sin \alpha \cos \beta \cos \varphi_{23} + \cos \alpha \sin \beta) + \\ = \lambda_4 (\sin \gamma \cos \varphi_{34}). \end{aligned} \quad (25)$$

Pentru a obține o relație cît mai simplă pentru calculul mărimii λ_2 eliminarea lui λ_4 din relația (25) s-a făcut cu ajutorul relației care rezultă prin eliminarea lui λ_3 din sistemul (13) (cele două relații se înmulțesc cu $\cos \varphi_{23}$ și respectiv $\sin \varphi_{23}$ și apoi se însumează).

Se obține în acest mod o relație mai simplă pentru calculul mărimii λ_2 :

$$\begin{aligned} \lambda_2 \sin \beta \sin \varphi_{34} = -\lambda_1 [(\sin \varphi_{23} \cos \varphi_{34} + \cos \beta \cos \varphi_{23} \sin \varphi_{34}) \sin \alpha + \\ + \cos \alpha \sin \beta \sin \varphi_{34}] + e_{12} (\cos \beta \sin \varphi_{23} \sin \varphi_{34} - \cos \varphi_{23} \cos \varphi_{34}) - \\ - e_{23} \cos \varphi_{34} - e_{24} - e_{41} \cos \varphi_{41}. \end{aligned} \quad (26)$$

Prin transformări succesive (9) ale relației (26) ținând seamă de relațiile rezultate din ecuația matriceală inițială se obține în final expresia deplasării relative din cupla cilindrică 2 :

$$\lambda_2 = L_{11}' \lambda_1 + L_{12}^2 e_{12} + L_{23}^2 e_{23} + L_{34}^2 e_{34} + L_{41}^2 e_{41} \quad (27)$$

În această relație (27) :

$$\begin{aligned} L_{01}^2 &= -\operatorname{cosec} \beta \sin \delta \sin \varphi_{41} \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \quad L_{12}^2 = (\cos \delta \sin \varphi_{12} \sin \varphi_{41} - \\ &\quad - \cos \varphi_{12} \cos \varphi_{41}) \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \\ L_{23}^2 &= -\operatorname{cosec} \beta \operatorname{ctg} \varphi_{34}, \quad L_{34}^2 = -\operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \\ L_{41}^2 &= -\operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \varphi_{34} \cos \varphi_{41}. \end{aligned} \quad (28)$$

2. Independența legii de transmitere a rotației față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice

Particularitatea mecanismului patrulater spațial R.C.C.C., pusă în evidență în cadrul analizei prin metoda șuruburilor [9] și anume independența legii de transmitere a rotației, față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice, poate fi riguros demonstrată matematic comparând legea de transmitere stabilită [8] cu expresia legii de transmitere a rotației la mecanismul patrulater sferic (figura 3) [5].

Legea de transmitere a rotației pentru mecanismul patrulater sferic (utilizând notațiile de la patrulaterul spațial) :

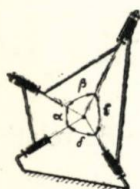


Fig. 3.
Mecanism
patrulater
sferic

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{A_1}{B_1} + \arctg \frac{\sqrt{C_1^2 - E_1^2}}{C_1} \quad (29)$$

comparată cu cea stabilită pentru patrulaterul spațial (8) conduce la egalitatea :

$$\begin{aligned} &(\cos \beta - \cos \alpha \cos \gamma \cos \delta + \sin \alpha \cos \gamma \sin \delta \cos \varphi_{12})^2 - \\ &-(\cos \beta \cos \gamma - \cos \alpha \cos \delta + \sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12})^2 = [\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_{12} + \\ &+ (\cos \alpha \sin \delta + \sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12})^2 - \sin^2 \beta] \sin^2 \gamma; \end{aligned} \quad (30)$$

Această relație devine succesiv :

$$\begin{aligned} \cos^2 \beta - (\cos \alpha \cos \delta - \sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12})^2 &= \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_{12} + \\ &+ (\cos \alpha \sin \delta + \sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12})^2 - \sin^2 \beta \end{aligned} \quad (30-a)$$

$$\begin{aligned} 1 - \cos^2 \alpha \cos^2 \delta - \sin^2 \alpha \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_{12} &= \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_{12} + \cos^2 \alpha \sin^2 \delta + \\ &+ \sin^2 \alpha \cos^2 \delta \cos^2 \varphi_{12} \end{aligned} \quad (30-b)$$

$$1 - \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_{12} = \sin^2 \varphi_{12} + \cos^2 \delta \cos^2 \varphi_{12} \quad (30-c)$$

Identitatea evidentă (30-c) la care se reduce de fapt egalitatea (30), demonstrează că relațiile de la care s-a plecat inițial (8) și (29) sînt și ele identice.

Demonstrînd identitatea celor două relații (8) și (29) se demonstrează, de fapt că legea de transmitere a rotației la cele două mecanisme, patrulaterul spațial (figura 1) și patrulaterul sferic (figura 3) este aceeași, sau cu alte cuvinte legea de transmitere a rotației la mecanismul patrulater spațial este independentă față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice.

În același mod ca și în cazul relației (8) (vezi relațiile 30) se poate demonstra și pentru relația (11) că este identică cu cea stabilită, pe baza trigonometriei sferice, pentru mecanismul patrulater sferic (5) :

$$\varphi_{23} = \arctg \frac{A_2}{B_2} + \arctg \frac{\sqrt{D_1^2 - E_1^2}}{C_2} \quad (31)$$

Independența legii de transmitere a rotației față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice ale mecanismului patrulater spațial face posibilă studierea tuturor variantelor mecanismului patrulater spațial pornind de la aceeași lege de transmitere generală (39) stabilită pentru mecanismele sferice.

Demonstrația independenței legii de transmitere a rotației, față de distanțele dintre axele cuplelor cinematice, este valabilă pentru toate cazurile în care relațiile (29) și (31) sînt definite.

C o n c l u z i i

Studiul legilor de transmitere pentru cazul general al mecanismului patrulater spațial R.C.C.C., permite determinarea legilor de transmitere pentru multitudinea de variante particulare ale acestui mecanism, mecanisme cu largi aplicații în construcția transmisiilor, prin simple particularizări. Stabilirea independenței rotațiilor față de distanțele între axele cuplelor cinematice permite extinderea tuturor considerațiilor privind existența manivelei stabilite pentru mecanismele sferice [6].

Bibliografie

- | | |
|--|--|
| <p>[1]. BEYER, R.: <i>Das Matrizenkalkül als Hilfsmittel zur Untersuchung räumlichen Getriebe</i>. Feinwerktechnik, nr. 61, 1957.</p> <p>[2]. DENAVIT, J., HARTEMBERG, R. A.: <i>Kinematic Notation for lower-pair mechanisms based on matrices</i>. ASME J, seria E, vol. 22, 1955.</p> | <p>[3]. DIEMENTBERG, F. M.: <i>Opredele-nie položenii prostranstvenih mehanizmov</i>. Izd. AN-SSSR, 1950.</p> <p>[4]. DIEMENTBERG, F. M., IOSLOVICI, I. B.: <i>Prostranstvenii ceti-rehzenii mehanizm, imeinšcii dve postupatelnie pari</i>. Trudi 3 ves, sov. po osn. probl. T.M.M. Analiz i sintez mehanizmov, Moscova, Mașghiz, 1963.</p> |
|--|--|

- [5]. DUDIȚA, FL.: *Transmisii cardanice*. Editura tehnică, București 1966.
- [6]. DUDITZA, FL., DIETRICH, G.: Die Bedingungen für die Umlauf-fähigkeit sphärischer vierliedriger Kurbelgetriebe. *Industrie Anzeiger*, nr. 71, 1969.
- [7]. DUFFY, J., GLIMARTIN, M. I.: *Limit positions of four-link mechanisms*. *Journal of Mechanisms*, nr. 3, 1969.
- [8]. OGINO, S., WATANABE, K.: *Study on spatial four-link chain having four Cylindrical pairs*. *Buletin of JSME*, vol. 12, nr. 49, 1969.
- [9]. RĂDULESCU, C.: *Contribuții la studiul erorilor în mecanismele spațiale cu cuple inferioare*. Teză de doctoral, Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej”, București, 1970.
- [10]. RĂDULESCU, C.: *Studiul unor variante ale mecanismului patru-later spațial*. *Buletinul Institutului politehnic Brașov*, vol. XII, 1970.
- [11]. WÖRLE, H.: *Sonderformen zwang-laufiger viergelenkiger Raumkur-belgetriebe*. *V.D.I.-Berichte*, nr. 12, 1956.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

Termotehnică și hidraulică

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XIII — 1971

Heat engineering and Hidraulics

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XIII — 1971

Termotehnique et hidraulique

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

Wärmetechnik und Hidraulik

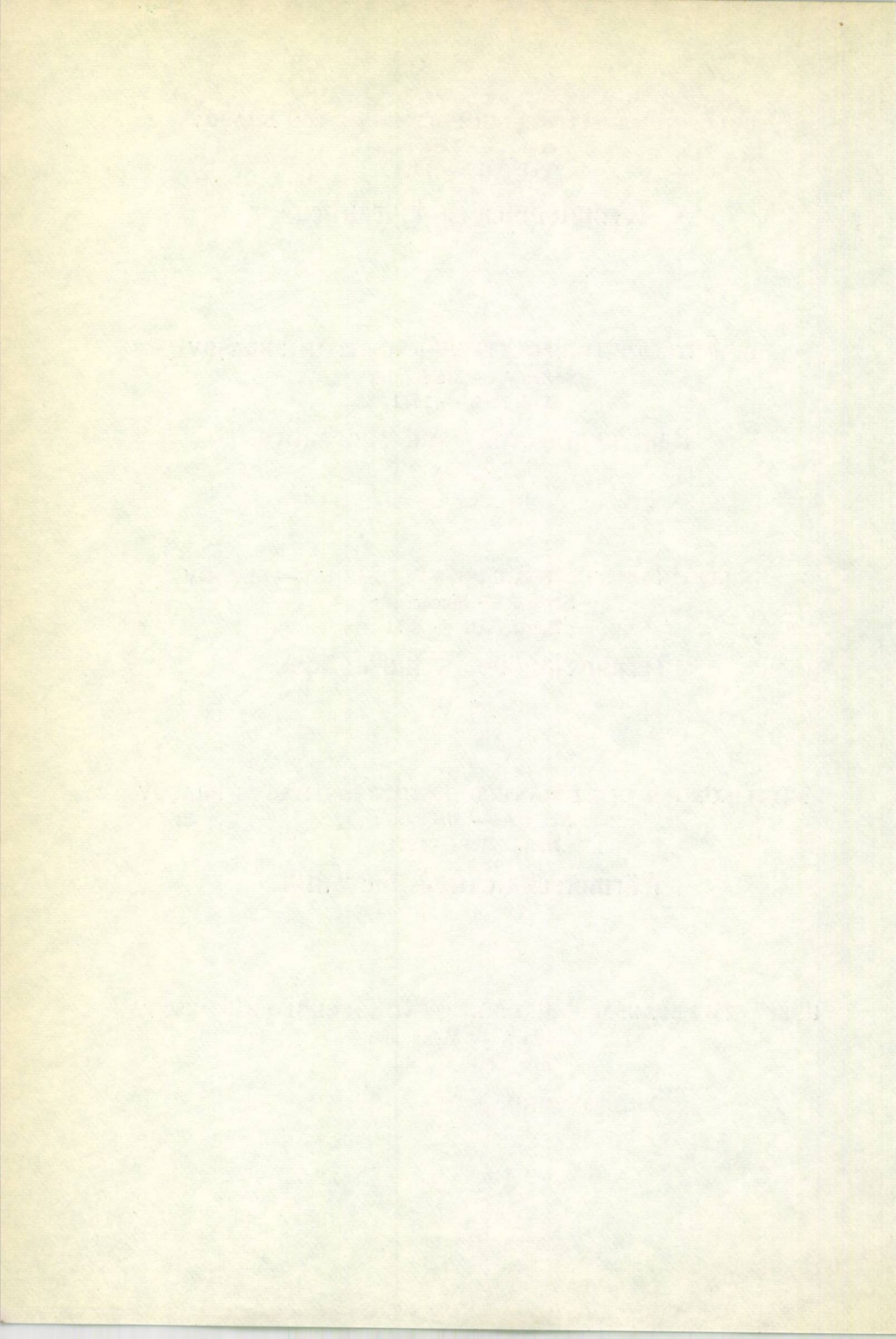
*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

Теплотехника и гидравлика



REPREZENTAREA MATRICIALĂ A TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ ÎN MOTOARE CU COMBUSTIE INTERNĂ

AURORA IONESCU, MIHAI TOFAN

Reprezentarea vectorială a căldurii eliberate, acumulate și evacuate permite stabilirea unei corelații lineare între vectorul căldurii eliberate și vectorul căldurii evacuate. În lucrare se prezintă metode pentru determinarea matricei de corelație. Componentele vectorului de acumulare permit de asemenea calculul numeric al unor criterii de optimizare.

Die vektorielle Darstellung der Zykluswärme, der Akkumulationswärme und der Wärme die dem Kühlwasser abgegeben wird, bietet eine lineare Korrelation zwischen dem Vektor der Zykluswärme und dem Vektor der Kühlwasserwärme. In der Arbeit werden Methoden für die Berechnung der Korrelationsmatrize angegeben. Die Komponenten des Akkumulationsvektors bieten numerische Werte für Optimierungskriterien.

S-a arătat într-o lucrare precedentă [2], că motorul este din punct de vedere al transferului de căldură în cadrul unui ciclu, un sistem profund nestaționar, jocul fiind purtat între sursă — mediul de lucru în transformare ce eliberează căldură conform succesiunii stărilor prin care trece și acumulatorul — peretele volumului în care evoluează mediul, care controlează atenuarea extremelor pe durata unui ciclu, oferind împreună cu sistemul de răcire un proces global staționar.

În acest sens pentru descrierea sistemului din figura 1, s-au folosit vectorii de comportare s (vector sursă), a (vector de acumulare), e (vector de eliberare)¹⁾. Componentele acestor vectori reprezintă fracțiunile de căldură sursă, acumulare și evacuare, pe un interval al ciclului de lucru, definit prin două stări de echilibru s , e . Dimensiunea vectorilor este impusă de numărul stărilor de echilibru s , e ce se realizează într-o perioadă (tim-

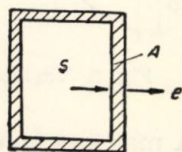


Fig. 1. Modelul fizic al transferului de căldură

¹⁾ Se folosesc următoarele notații :

- caractere mici a , s , e ... vectori de evoluție,
- caractere mici rotunde A , ... operatori,
- caractere mari A , R , H , ... matrici.

pul de parcurgere al unui ciclu). Componentele fiecărui vector sînt pe direcții ortogonale datorită faptului că fiecare echilibru analizat este independent de echilibrele anterioare. Fenomenul s , e analizat a introdus un număr variabil de la regim la regim de componente (5÷9). S-au considerat semnificative echilibrele „aparente” atinse pe ardere, destindere, evacuare și început de aspirație, astfel încît dimensiunea spațiului de reprezentare a vectorilor de comportare, s , a , e a fost restrînsă pentru toate regimurile de funcționare analizate la patru.

$$s = \begin{pmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \\ s_4 \end{pmatrix} \quad a = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} \quad e = \begin{pmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Dacă vectorii de comportare s , e au aceeași origine a timpului (așa cum s-a considerat în studiul efectuat), într-un regim nestaționar vectorul a poate avea origine comună, dar în regim staționar este totdeauna decalat cu un unghi $\varphi = \frac{T_k}{2}$ (pentru amplitudini egale în ambele sensuri), față de această origine, unde T_k reprezintă durată între două echilibre aparente (figura 2). Echilibrele s , e au fost denumite aparente, deoarece ele se realizează prin intermediul lui a .

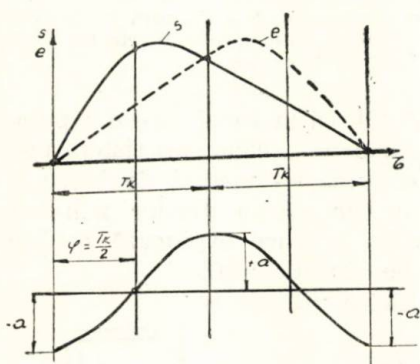


Fig. 2. Variația în timp a vectorilor s , e , a

În general, calculul dezvoltat permite evaluarea completă a vectorului de comportare a sursei, subordonat procesului ciclic din motor. Pe de altă parte evaluarea unei caracteristici $e(\tau)$ implică fie experimentul de laborator, fie utilizarea unor caracteristici de acest gen existente. Orice caracteristică a sistemului de evacuare introduce în $s(\tau)$ și $e(\tau)$, diviziunea în componentele vectorilor de comportare.

Orice regim de funcționare al unui motor poate fi caracterizat printr-o dependență matricială între vectorii s și e . Dacă se notează cu

A matricea ce exprimă legătura între vectorul căldurii de echilibrare e și vectorul căldurii sursă s , comportarea întregului sistem este definită prin :

$$e = A \cdot s \quad (2)$$

iar vectorul de acumulare este :

$$a = s - e = (I - A) s \quad (3)$$

I — matricea identică.

Dacă parametrii ce definesc un regim de funcționare sînt componentele unui vector r , descrierea comportării sistemului din punct de

vedere al transferului de căldură se reduce la a cunoaște funcția $s(r)$ și a transformării lineare $A(r)$.

Aceste elemente de comportare semnifică :

$s(r)$ — dependența vectorului sursă de modificarea regimului de funcționare al motorului,

$A(r)$ — dependența comportării sistemului compus din sistem de răcire — perete de modificarea regimului.

O astfel de reprezentare a procesului de transfer din motor, permite introducerea unui criteriu calitativ, care :

— pentru un sistem existent dat, desprinde regimurile cele mai dificile sau cele mai apropiate de un optim de distribuție a cîmpului de temperatură în perete.

— pentru un sistem în experimentare (cercetare) definește varianta cea mai bună în sensul obiectivului urmărit.

Acest criteriu calitativ poate fi asociat cu o măsură introdusă în vectorul de comportare a acumulării. Astfel de criterii pot fi exprimate prin valoarea numerică a lui :

$$C_1 = (\sum a_i^2)^{1/2} \cdot Q/100 \quad (4)$$

ce permite aprecierea abaterii de la o acumulare simetrică.

Q — căldura totală transferată pe ciclu.

Se poate de asemeni stabili o normă cubică de forma :

$$C_2 = \max |a_i| \quad (5)$$

ce permite stabilirea amplitudinii maxime într-un sens sau nu criterii de forma :

$$C_2 = \max \left| \frac{a_i - a_{i+1}}{\Delta \tau} \right| \quad (6)$$

ce permite aprecierea vitezei maxime de răcire sau încălzire a peretelui.

Elementele matematice necesare determinării matricei de transformare A .

Se consideră cunoscuți vectorii căldurii de eliberare e și a căldurii sursă s , de dimensiuni n .

Atunci pe fiecare din cele n direcții ortogonale ale spațiului de comportare avem :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ e_i \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = K_i R^{(i+1, i+2)} \dots R^{(i-1, i)} \begin{pmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \\ s_4 \\ \vdots \\ s_n \end{pmatrix} = K_i \mathcal{A}_i \begin{pmatrix} s_1 \\ s_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ s_n \end{pmatrix} \quad (7)$$

pentru $i=1, n$

unde $R^{(i,j)}$ reprezintă o rotație a componentei i și j iar K_i este un scalar dat de expresia :

$$K_i = \frac{e_i}{r} \quad (8)$$

unde r reprezintă modulul vectorului sursă.

$$r = \sum_{i=1}^n (s_i^2)^{1/2} \quad (9)$$

Insumînd peste cele n direcții obținem :

$$e = (\sum K_i \mathcal{A}_i) s \quad (10)$$

deci :

$$A = \sum_{i=1}^n K_i \mathcal{A}_i \quad (11)$$

Rotațiile sînt astfel determinate, încît ecuația (7) să devină mono-direcțională.

$$\mathcal{A}_i = \begin{vmatrix} s_1 \\ s_2 \\ \vdots \\ \cdot \\ \cdot \\ s_n \end{vmatrix} = (\sum s_i^2)^{1/2} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (12)$$

$R^{(i,j)}$ este o matricea unitară definită astfel :

$$\begin{aligned} r_{ii} &= \cos \Theta & r_{jj} &= \cos \Theta \\ r_{ij} &= -\sin \Theta & r_{ji} &= \sin \Theta \\ r_{kk} &= 1 & (k \neq i, j) \\ r_{kl} &= 0 & (L \neq i, j, k) \end{aligned} \quad (13)$$

O premultiplicare a vectorului s cu matricea $R^{(i,j)}$ transformă numai componentele i și j . Dacă rotația are ca scop anularea componentei „ i ” atunci rezultă :

$$\begin{aligned} s_i \cdot \cos \Theta - s_j \cdot \sin \Theta &= 0 \\ \operatorname{tg} \Theta &= s_i / s_j \\ r_{ij} &= \sqrt{s_i^2 + s_j^2} \end{aligned} \quad (14)$$

Matricea de rotație devine :

$$\begin{vmatrix} \frac{s_j}{r_{ij}} & -\frac{s_i}{r_{ij}} \\ \frac{s_i}{r_{ij}} & \frac{s_j}{r_{ij}} \end{vmatrix} \quad (15)$$

Dacă se urmărește doar calculul matricei A , atunci se poate determina direct pentru valori mai mari ale lui n produsul rotațiilor succesive. Se obține astfel :

$$\mathcal{A}_i = R^{(i-1, i)} \cdot H^{(i-1)} \quad (16)$$

unde $H^{(i-1)}$ — compunerea de rotații succesive pînă la componenta $(i-1)$.

Această compunere de rotații succesive poate fi exprimată explicit sub forma :

$$H^{(i-1)} = I - (u^{(i-1)})^T (u^{(i-1)}) H \quad (17 \text{ a})$$

$$H = \max(r^2 \pm s_{(i-1)} \cdot r) \quad (17 \text{ b})$$

$$r = \left(\sum_{k=1}^n s_k^2 (1 - \delta_{ik})^2 \right)^{1/2} \quad (17 \text{ c})$$

$$\delta_{ik} = 1 \text{ pentru } i = k$$

$$\delta_{ik} = 0 \text{ pentru } i \neq k$$

$$(u^{(i-1)})^T = (s_1 \cdot \dots \cdot s_{(i-1)} \pm r, 0, s_{(i+1)}, \dots \cdot s_n) \quad (17 \text{ d})$$

Operatorilor lineari $\mathcal{A}_i$ li se asociază matricele A ce se pot determina direct sub forma :

$$A_i = \begin{vmatrix} 1 & 0 & & -s_1/s_i & 0 \\ 0 & 1 & & -s_2/s_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -s_3/s_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -s_n/s_i & 1 \end{vmatrix} \quad (18)$$

Se observă că matricele A_i depind numai de componentele vectorului sursă, deci de natura ciclului de funcționare al motorului. Dependența de sistemul de răcire care implică o diferențiere de la motor la motor este introdusă prin scalarul K_i . În continuare se prezintă rezultatele calculului efectuat la regimul $n = 2400 \text{ rot/min.}$ și sarcina 100% pentru monocilindrul SR-211 la care s-au obținut efectuînd o serie de calcule preliminare pe calculatorul IBM-360 următoarele valori pentru componentele vectorilor căldurii eliberate de sursă și a căldurii evacuate prin sistemul de răcire determinată cu formularea Eichelberg [1].

s	e
$\begin{pmatrix} -14,52 \\ 58,40 \\ 37,72 \\ 18,94 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -2,507 \\ 12,04 \\ 75,00 \\ 21,509 \end{pmatrix}$

$$\mathcal{A}_1 = R^{(4,1)} \cdot H^{(4)} = \begin{pmatrix} -0,1976 & 0 & 0 & 0,98 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0,98 & 0 & 0 & 0,1976 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,48 & -0,3355 & -0,811 \\ 0 & -0,3355 & -0,7832 & -0,523 \\ 0 & -0,811 & -0,523 & -0,263 \end{pmatrix}$$

$$\mathcal{A}_2 = R^{(1,2)} \cdot H^{(1)} = \begin{pmatrix} 0,971 & 0,742 & 0 & 0 \\ -0,742 & 0,971 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} -0,325 & 0 & 0,8465 & 0,425 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0,8465 & 0 & 0,459 & -0,271 \\ 0,425 & 0 & -0,271 & 0,8638 \end{pmatrix}$$

$$\mathcal{A}_3 = R^{(,3)} \cdot H^{(2)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,5425 & -0,906 & 0 \\ 0 & 0,906 & 0,5425 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0,9724 & 0,2305 & 0 & 0,03595 \\ 0,2305 & -0,925 & 0 & -0,305 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0,03595 & -0,305 & 0 & 0,9532 \end{pmatrix}$$

$$\mathcal{A}_4 = R^{(3,4)} \cdot H^{(3)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,448 & -1,682 \\ 0 & 0 & 1,682 & 0,448 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0,9727 & 0,1099 & 0,203 & 0 \\ 0,1099 & 0,5575 & -0,8175 & 0 \\ 0,203 & -0,8175 & -0,512 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\text{iar } A = \sum_{i=1}^4 K_i \mathcal{A}_i$$

rezultă din (18) :

$$A = \begin{pmatrix} 3,5016 & 0,0512 & 0,765 & 0,87 \\ 0,694 & 3,5016 & -3,075 & -3,50 \\ 0,4476 & -0,1331 & 3,5016 & -2,245 \\ 0,225 & -0,0668 & -0,97 & 3,5016 \end{pmatrix}$$

$$\text{și } e = A \cdot s$$

Concluzii

1. Reprezentarea corelației dintre generarea de căldură destinată transferului și evacuarea ei prin sistemul de răcire sub forma matricială $e = A \cdot s$ și $s = A^{-1} \cdot e$ permite introducerea unor criterii cantitative de apreciere a eficienței transferului de căldură în regim staționar.

2. Această reprezentare poate fi extinsă și în descrierea regimurilor nestaționare de transfer. Caracterul dinamic al cuplării acestor două

fenomene ce se condiționează reciproc într-un proces de încălzire, este redat printr-un șir de forma :

$$e^{(1)}=0, e^{(2)}=A^{(1)} \cdot s^{(2)}, s^{(2)}=B^{(1)} \cdot e^{(1)}, \dots e^{(n)}=A^{(n-1)} \cdot s^{(n-1)}, \\ s^{(n)}=B^{(n-1)} \cdot e^{(n-1)}$$

ce devine convergent într-un regim staționar odată cu satisfacerea condiției $\sum_{i=1}^{\infty} I_i = I$, aplicat sub formă dezvoltată în toată lucrarea.

Bibliografie

- [1]. WOSCHNI, G.: *Untersuchungen zum Wärmeübergang im Verbrennungsmotor*. În: Internal Combustion engines Conference, Editura tehnică, București, septembrie, 1967, pag. 437—499.
- [2]. A. IONESCU: *Considerații asupra valorilor momentane ale coeficientului de transfer de căldură, mediu de lucru — perete la motoarele cu combustie internă*. (Comunicare).



CONTRIBUȚII LA STUDIUL EXERGETIC AL MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

VICTOR HOFFMANN

În lucrare se arată posibilitățile de exprimare, pe baza ciclului real al motoarelor cu ardere internă, a randamentului exergetic precum și a pierderilor de exergie provocate de procesele ireversibile care au loc în timpul funcționării motoarelor cu ardere internă.

In der Arbeit werden die Ausdrucksmöglichkeiten des exergetischen Wirkungsgrades, ausgehend von einem realen Kreisprozess bei Verbrennungsmotoren gezeigt, sowie auch die exergetischen Verluste, hervorgerufen durch die nicht umkehrbaren Prozesse, welche im Betriebszustand bei Verbrennungsmotoren stattfinden.

În ultimii ani s-au făcut numeroase studii [1], [2], [3]) avînd ca scop stabilirea unui criteriu, riguros științific și pe cît posibil unic, de apreciere a eficacității proceselor exergetice din mașinile și instalațiile termice.

Stabilirea gradului de perfecțiune a unor mașini și instalații, precum și indicarea cauzelor care provoacă pierderile date sînt deosebit de importante pentru indicarea măsurilor de perfecționare necesare.

În prezent pentru exprimarea gradului de perfecțiune sînt folosite criterii foarte diferite, în funcție de tipul mașinii sau instalației termice: randamentul termic la motoarele cu ardere internă, eficiența frigorifică la instalațiile frigorifice, randamentul izotermic sau adiabatic la compresoare etc.

Criteriile sus-amintite se bazează pe bilanțul termic, exprimînd în general raportul între efectul util și ceea ce se consumă pentru realizarea efectului util. Bilanțul termic, consecință a primului principiu al termodinamicii nu ține seamă însă de imposibilitatea transformării integrale a căldurii în lucru mecanic, care este o consecință a principiului al doilea al termodinamicii. Din acest motiv, în multe cazuri, valoarea maximă a criteriului de perfecțiune nu este egală cu unitatea, fiind în general mai mică, ca în cazul randamentului termic, iar uneori mai mare, cum avem în cazul eficienței frigorifice.

Remediarea acestor neajunsuri devine posibilă în cazul exprimării gradului de perfecțiune pe baza bilanțului exergetic. Acest bilanț se obține sintetizând cele două principii ale termodinamicii :

$$\delta q = di + \delta l_t \quad (1)$$

și

$$ds = \frac{\delta q}{T} + ds_{ir} \quad (2)$$

prin intermediul noțiunii de exergie :

$$de = di - T_o \cdot ds \quad (3)$$

notațiile folosite fiind:

q — căldura

i — entalpia

l_t — lucrul tehnic

s — entalpia

T_o — temperatura absolută a mediului ambiant.

ds_{ir} — creșterea entropiei datorită proceselor ireversibile.

Bilanțul exergetic obținut pe baza acestor ecuații diferențiale are forma :

$$\delta l_t = \frac{T - T_o}{T} \delta q - de - T_o \cdot ds_{ir} \quad (4)$$

în care :

$$\frac{T - T_o}{T} \delta q \text{ — reprezintă exergia căldurii,}$$

iar :

$T_o \cdot ds_{ir}$ — pierderea de exergie datorită proceselor ireversibile.

Aplicînd bilanțul exergetic la ciclul motoarelor cu ardere internă, se efectuează integrarea ei pe conturul ciclului, obținînd :

$$l = \oint \frac{T - T_o}{T} \delta q - T_o \cdot \sum \Delta s_{ir} \quad (5)$$

în care s-a ținut seama că $\oint \delta l_t = l$ — reprezintă lucrul mecanic obținut în urma efectuării unui ciclu, iar $\oint de = 0$, exergia fiind o mărime de stare.

Randamentul exergetic, definit pe baza bilanțului exergetic, exprimă măsura în care exergia disponibilă, (exergia combustibilului $m_c \cdot E_c$) se transformă în efect exergetic util (lucrul mecanic l).

Exprimînd lucrul mecanic cu ajutorul bilanțului exergetic, expresia randamentului exergetic η_e va fi următoarea :

$$\eta_e = \frac{l}{m_c \cdot E_c} = \frac{\oint \frac{T - T_o}{T} \delta q - T_o \sum \Delta s_{ir}}{m_c \cdot E_c} \quad (6)$$

În cazul motoarelor cu ardere internă nu avem o sursă caldă exterioară, căldura se dezvoltă prin arderea combustibilului în interiorul motorului, valoarea maximă a căldurii degajate fiind echivalentă cu energia chimică a combustibilului.

Pentru ca randamentul exergetic în cazul funcționării fără pierderi, să fie egal cu unitatea, vom considera introducerea căldurii la motorul ideal ca o ardere izotermică efectuată la temperatura teoretică de ardere a combustibilului folosit $T_{\max}$, iar cedarea căldurii efectuată la temperatura constantă T_0 a mediului ambiant.

În acest caz procesul fiind reversibil nu avem creșteri de entropie provocate de ireversibilitatea procesului $\Delta S_{ir} = 0$ iar $\oint \frac{T-T_0}{T} \delta q$ corespunde exergiei combustibilului folosit $m_c \cdot E_c$.

$$\oint \frac{T-T_0}{T} \delta q = m_c \cdot E_c \quad (7)$$

în care m_c reprezintă masa combustibilului utilizat la un ciclu.

Randamentul exergetic al ciclului ideal va fi evident egal cu unitatea, reprezentarea ciclului fiind dată în figura 1.

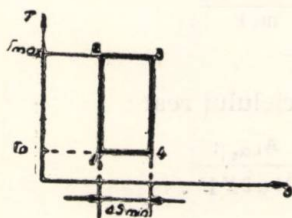


Fig. 1. Ciclu ideal al motorului

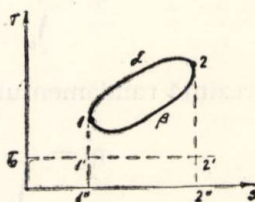


Fig. 2. Ciclu real al motorului

Ciclu real al motorului este dat prin diagrama indicată. Transpunerea ciclului în coordonate $T-s$ va corespunde unui contur închis $1\alpha 2\beta$ (figura 2).

Aria din interiorul ciclului corespunde în sistemul de coordonate $p-v$ lucrului mecanic indicat l_1 :

$$l_1 = \oint \delta l_1 \quad (8)$$

iar aria $A_{1\alpha 2\beta 1'}$ — reprezintă exergia căldurii primite în timpul ciclului,

$$\int_{\alpha} \frac{T-T_0}{T} \delta q = \eta'_c \cdot m_c \cdot E_c \quad (9)$$

în care cu η'_c s-a notat randamentul exergetic al procesului de ardere.

Pierderile de exergie datorate ciclului sînt însumate în termenul :

$$\Gamma = \int_{\beta} \frac{T-T_0}{T} \delta q + T_0 \Sigma \Delta S_{ir} \quad (10)$$

Bilanțul exergetic al ciclului real va fi astfel :

$$l_i = \eta'_e m_c E_c - \int_{\beta} \frac{T - T_o}{T} \delta q - T_o \Sigma \Delta s_{ir} \quad (11)$$

iar randamentul exergetic al motorului cu ardere internă :

$$\eta_e = \frac{l_i}{m_c E_c} = \frac{m_c E_c \eta'_e - \int_{\beta} \frac{T - T_o}{T} \delta q - T_o \Sigma \Delta s_{ir}}{m_c E_c} \quad (12)$$

Pierderile evidențiate prin randamentul exergetic al motorului se datoresc pierderilor legate de procesul de ardere și de utilizarea căldurii :

$$\eta_e = \frac{l_i}{m_c E_c} = \frac{l_i}{\int_{\alpha} \frac{T - T_o}{T} \delta q} \cdot \frac{\int_{\alpha} \frac{T - T_o}{T} \delta q}{m_c E_c} = \eta''_e \cdot \eta'_e \quad (13)$$

în care η'_e este randamentul exergetic al procesului de ardere :

$$\eta'_e = \frac{l_i}{\int_{\alpha} \frac{T - T_o}{T} \delta q} = \frac{A_1 \alpha 22' 1'}{m_c E_c} \quad (14)$$

iar η''_e reprezintă randamentul exergetic al ciclului real :

$$\eta''_e = \frac{l_i}{\int_{\alpha} \frac{T - T_o}{T} \delta q} = \frac{A_1 \alpha 2 \beta}{A_1 \alpha 22' 1'} \quad (15)$$

După cum rezultă din expresiile (13), (14) și (15) cele trei randamente exergetice se pot exprima pe baza diagramei indicate. Calculele sînt ușurate și de faptul că în cazul combustibililor lichizi exergia combustibilului practic coincide cu puterea calorifică superioară a combustibilului:

$$E_c \approx H_s$$

Pierderile de exergie provocate de caracterul ireversibil al proceselor sînt date de termenul $T_o \Sigma \Delta s_{ir}$. Creșterile de entropie $\Sigma \Delta s_{ir}$ putînd fi obținute din reprezentările grafice ale ciclului ideal și cel real (indicat).

$$\Sigma \Delta s_{ir} = s_2 - s_1 - \Delta s_{min} \quad (16)$$

în care :

$$\Delta s_{min} = \frac{m_c F_c}{T_{max} - T_o} \quad (17)$$

Randamentul exergetic al motorului cu ardere internă poate fi legat prin relații simple de randamentele folosite în prezent în practica motoarelor cu ardere internă : randamentul termic al ciclului teoretic η_t și randamentul termic indicat η_i .

Relațiile de legătură se stabilesc folosind însăși modul de definire a acestor randamente :

Astfel avem :

— randamentul termic al ciclului teoretic :

$$\eta_t = \frac{l_t}{m_c H_i} \quad (18)$$

— randamentul termic al ciclului indicat :

$$\eta_i = \frac{l_i}{m_c H_i} \quad (19)$$

— randamentul exergetic al motorului :

$$\eta_c = \frac{l_i}{m_c E_c} \approx \frac{l_i}{m_c H_s} \quad (20)$$

în care :

H_i — reprezintă puterea calorifică inferioară a combustibilului ;

l_t — corespunde suprafeței din interiorul ciclului teoretic al motorului.

Din relațiile (19) și (20) rezultă :

$$\eta_c = \eta_i \cdot \frac{H_i}{H_s} \quad (21)$$

iar din relațiile (18) și (20):

$$\eta_c = \eta_t \frac{H_i}{H_s} \cdot \frac{l_i}{l_t} \quad (22)$$

Cele arătate mai sus indică posibilitatea realizării unei analize exergetice complexe a motoarelor cu ardere internă pe baza bilanțului exergetic și a diagramei indicate. Relațiile prezentate ușurează în același timp legătura între studiul teoretic și experimental al motoarelor cu ardere internă.

Bibliografie

- [1]. Fratzscher, W.: *Zum Begriff des exergetischen Wirkungsgrads*. Revista B.W.K. nr. 11, 1961, pag. 486—493.
- [2]. BAEHR, H. D.: „Zur Definition exergetischer Wirkungsgrade — Eine systematische Untersuchung“. Revista B.W.K., nr. 5, 1968, pag. 197—200.
- [3]. NERESCU, I., RADCENCO, V.: *Analiza exergetică a proceselor termice*. Editura tehnică, București, 1970.



CONSTRUCȚIA CARACTERISTICILOR STATICE ALE SERVOMECHANISMELOR HIDRAULICE CU LEGĂTURA DESCHISĂ ȘI DISTRIBUTOR CU SERTAR PE BAZA ANALOGIEI ELECTROHIDRODINAMICE

V. BENCHE, L. BENCHE

Se construiesc caracteristicile statice exterioare (de viteză și sarcină) ale servomecanismelor hidraulice cu legătură deschisă între elemente și distribuitor cu sertar, pe baza modelelor electrice echivalente.

Relațiile generalizate și diagramele cu coordonate adimensionale permit abordarea unor studii aplicative, concrete, privind aprecierea comparativă a diferitelor scheme hidrostactice utilizate în practică și îmbunătățirea lucrului servomecanismelor prin realizarea unor scheme combinate.

On présente une synthèse des qualités fonctionnelles en régime permanent (caractéristiques de vitesse et de force) des servo-mécanismes hydrauliques avec distributeur à 4 voies, basé sur modèles électriques équivalents.

Les relations et les diagrammes généralisés facilitent la comparaison, la détermination et l'adoption des schémas des servo-mécanismes avec distributeurs à tiroir typisé dans l'installations à commande hydrostatique.

Comanda elementelor de execuție cu acțiune integrală utilizează elemente de amplificare de tip sertăraș cu patru căi [1, 2, 3]. Modelul electric al unui distribuitor cu sertar cu acoperire negativă (figura 1), poate fi reprezentat sub forma unei punți Wheatstone, pe baza analogiei electrohidrodinamice $i \sim Q$ și $U \sim p$.

Folosind notațiile din figură și aplicând legile lui Kirchhoff, se poate scrie :

$$\left. \begin{array}{ll} p_1 + p_4 = p_0 & p_1 - p_4 = p_m \\ p_3 + p_4 = p_0 & p_3 - p_2 = p_m \end{array} \right\} \quad (1)$$

și

$$\left. \begin{array}{ll} Q_1 + Q_4 = Q_0 & Q_2 - Q_1 = Q_n \\ Q_2 + Q_3 = Q_0 & Q_4 - Q_3 = Q_n \end{array} \right\} \quad (2)$$

Pe baza ecuației lui Bernoulli, aplicată la curenții din ramificația modelului, se poate scrie :

$$Q_i = g_i \sqrt{p_i} \quad (3)$$

în care conductivitatea hidraulică :

$$g = \mu K_s \sqrt{\frac{2}{\rho_0}} x \quad (4)$$

Mărimile de ieșire p_m și Q_m depind de caracteristicile motorului hidrostatic și ale sarcinii și pot fi considerate ca variabile independente.

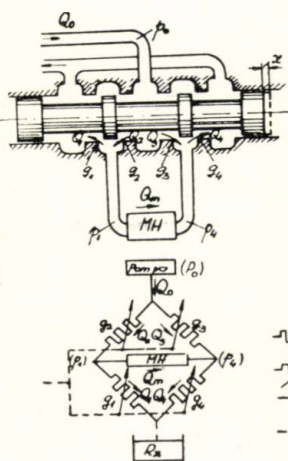


Fig. 1. Schema de principiu a distribuitorului cu sertar cu acoperire negativă (a) și modelul său electric echivalent (b)

Problema principală constă în reducerea ecuațiilor (1)–(4) la o ecuație care să stabilească legătura dintre p_m și Q_m , pe de o parte și parametrii de intrare și constructivi cunoscuți, pe de altă parte.

Se consideră că ferestrele de trecere ale distribuitorului au o formă dreptunghiulară iar ariile secțiunilor de trecere și deci și conductivitățile hidraulice corespunzătoare variază liniar cu deplasarea sertarului distribuitorului :

$$g_i = \pm kx, \text{ pentru } \mu = \text{const.} \quad (5)$$

1. Caracteristicile distribuitorului cu sertar ideal (cu acoperire nulă, $x_0 = 0$), alimentat cu lichid la presiune constantă ($p_0 = \text{const.}$).

Conductivitatea hidraulică se poate scrie :

$$g_1 = g_3 = -k_1 x, \quad g_2 = g_4 = k_1 x. \quad (6)$$

Considerînd că $g_i \geq 0$, $Q = Q_0 = Q_m$, pe baza ecuațiilor (1)–(6) și cu variabilele adimensionale :

$$\pi_p = \frac{p_m}{p_0}, \quad \pi_Q = \frac{Q}{g_{\max} \sqrt{p_0}}, \quad \pi_x = \frac{g_i}{g_{\max}} = \frac{x}{x_{\max}}$$

se obține relația :

$$\pi_Q = \sqrt{\frac{1 - \pi_p}{2}} \pi_x \quad (7)$$

2. Caracteristicile distribuitorului cu sertar cu acoperire negativă ($x_0 < 0$), alimentat cu lichid la presiune constantă ($p_0 = \text{const.}$)

Considerînd că mișcarea sertarului distribuitorului începe din poziția neutră :

$$g_1 = g_3 = g_0 (1 - \pi_x), \quad g_4 = g_2 = g_0 (1 + \pi_x), \quad (8)$$

în care g_0 este conductivitatea secțiunilor de trecere pentru poziția neutră, secțiunile de trecere fiind simetrice două câte două, se poate scrie :

$$p_1 = p_3, \quad p_2 = p_4, \quad Q_1 = Q_3, \quad Q_2 = Q_4. \quad (9)$$

Cu parametrii adimensionali :

$$\pi_p = \frac{p_m}{p_0}, \quad \pi_Q = \frac{Q_m}{g_0 \sqrt{p_0}}, \quad \pi_x = \frac{x}{x_0},$$

pe baza ecuațiilor (1)–(4) și (8)–(9) se obține relația :

$$\pi_Q = \sqrt{1 + \pi_x^2 - 2\pi_x \pi_p - (1 - \pi_x^2) \sqrt{1 - \pi_p^2}} \quad (10)$$

3. *Caracteristicile distribuitorului cu sertar cu acoperire negativă* ($x_0 < 0$), alimentat cu lichid la debit constant ($Q_0 = \text{const.}$)

În cazul utilizării în sistemul hidrostatic a unei pompe cu debit constant, fără reglarea presiunii la intrarea în distribuitor p_0 , cu notațiile :

$$\pi_p = \frac{p_m}{p_{0 \max}} = \frac{\Gamma_m \cdot g_0}{Q_0^2}, \quad \pi_Q = \frac{Q_n}{Q_0}, \quad \pi_x = \frac{x}{x_{\max}}$$

și pe baza relațiilor (1)–(4), se obține :

$$\pi_Q = \frac{\pi_x(1 + \pi_p) - (1 + \pi_p^2)\pi_p}{(1 - \pi_x^2)^2} \quad (11)$$

Variația debitului de lichid prin motorul hidrostatic al servomecanismului cu distribuitor cu sertar și deci a vitezei de deplasare a elementului de execuție al acestuia, în funcție de sarcina aplicată, pentru diferite valori ale cursei sertarului $0 \leq \pi_x \leq 1$, adică $0 \leq x \leq x_{\max}$, $-\pi_Q(\pi_p)\pi_x$ — ca și variația debitului de lichid și a vitezei de execuție a motorului hidrostatic în funcție de poziția sertarului, pentru diferite valori ale încărcării elementului de ieșire al servomotorului $0 \leq \pi_p \leq 1$, adică $0 \leq p_m \leq p_{\max}$, $-\pi_Q(\pi_x)\pi_p$ —, pentru cazurile (I)–(III), sînt reprezentate prin curbele parametrice din figurile 2, 3 și 4, în coordonate adimensionale.

Factorul de amplificare a vitezei k_v este panta curbelor $\pi_Q(\pi_x)\pi_p$;

$$k_v = \left(\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} \right) \pi_p \quad (12)$$

Relațiile și diagramele prezentate oferă o bază pentru aprecierea comparativă a diferitelor scheme de distribuitoare cu sertar. Caracteristicile fiind elaborate cu variabile adimensionale și trasate în planul unor

coordonate adimensionale sînt valabile pentru orice situație de exploatare a servomecanismului hidraulic și permit abordarea unor studii aplicative, concrete [4, 5].

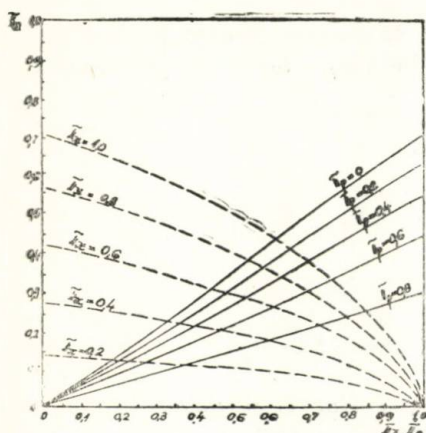


Fig. 2. Caracteristicile sertărașului cu acoperire nulă ($x_0 = 0$), alimentat la presiune constantă ($p_0 = \text{const.}$)

— $\pi Q = f(\pi_x)$ la $\pi_p = \text{const.}$
 --- $\pi Q = f(\pi_p)$ la $\pi_x = \text{const.}$

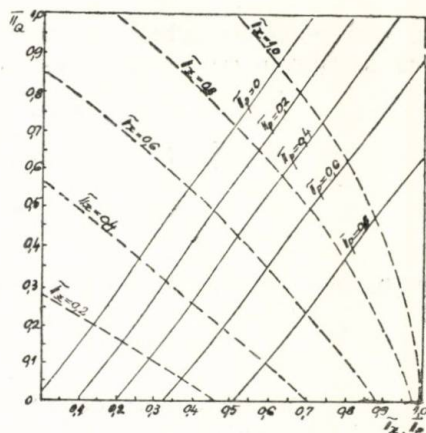


Fig. 3. Caracteristicile sertărașului cu acoperire negativă ($x_0 < 0$), alimentat la presiune constantă ($p_0 = \text{const.}$)

În ceea ce privește considerarea rezultatelor cantitative ce se pot obține prin utilizarea relațiilor și diagramelor prezentate, trebuie păstrată o rezervă, legată de premisele : s-a admis că, la presiunile folosite în practică, lichidul este incompresibil, viscozitatea lui nu are influență esențială asupra relațiilor studiate, jocul radial din ansamblul sertar-bucșă este nul, curgerea lichidului prin ferestrele de trecere ale distribuitorului este laminară.

Evident că aceste ipoteze denaturează întrucîtva rezultatele calculelor și de aceea, atunci cînd este nevoie să se obțină o precizie mai mare, trebuie să se țină seama de rezistența hidraulică condiționată de viscozitatea lichidului și care poate fi considerată ca făcînd parte din sarcină sau din pierderile din motorul hidrostatic.

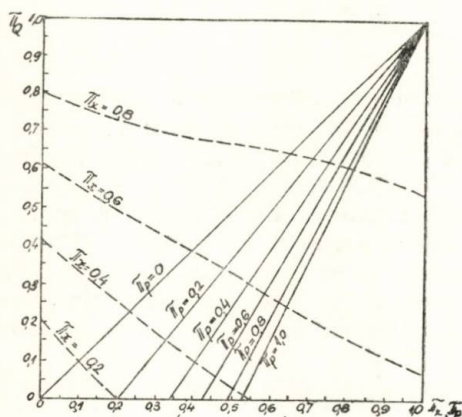


Fig. 4. Caracteristicile sertărașului cu acoperire negativă ($x_0 < 0$), alimentat cu debit constant ($Q_0 = \text{const.}$)

— $\pi Q = f(\pi_x)$ la $\pi_p = \text{const.}$
 --- $\pi Q = f(\pi_p)$ la $\pi_x = \text{const.}$

Influența jocului radial și a regimului curgerii asupra caracteristicilor funcționale ale amplificatoarelor hidraulice de putere a fost studiată de autori în lucrarea [6].

4. Îmbunătățirea funcționării mecanismului hidraulic cu distribuitor cu sertar, sub sarcină variabilă progresivă, se poate obține, de multe ori, prin realizarea unei scheme hidrostatice combinate, de exemplu prin utilizarea unui amplificator hidraulic de putere cu două sertare : sertarul pilot cu acoperire negativă, iar sertarul distribuitor (comandat) — cu joc nul. Pentru valorile de regim ale debitului și presiunii, caracteristica de viteză a sistemului — $\pi_Q(\pi_x)\pi_p$ — devine pronunțat neliniară și în consecință, factorul de amplificare k_v devine variabil (figura 5).

Considerind că π_{p0} este încărcarea (adimensională) a sistemului, pentru care acesta lucrează în regim $Q_0 = \text{const.}$ la toate vitezele $0 \leq \pi_Q \leq 1$, pentru o sarcină $\pi_p > \pi_{p0}$ sistemul va funcționa în două regimuri: la viteze mici ale mecanismului executor va funcționa în regim $Q_0 = \text{const.}$, iar la creșterea lui π_Q va funcționa, în continuare, în regim $p_0 = \text{const.}$ (figura 5, curba trasată cu linie întreruptă). În acest caz, panta caracteristicii de viteză se micșorează, ceea ce duce la o funcționare mai liniștită, fără șocuri la dispozitivul de execuție, înlăturînd neajunsurile de bază caracteristice sistemului $Q_0 = \text{const.}$ la funcționarea cu sarcini apreciabile și viteze ridicate. Apare o oarecare înrăutățire a energisticii (scade randamentul) însă crește stabilitatea la autooscilații.

5. Stabilirea și generalizarea (abstractizarea) caracteristicilor funcționale ale servomecanismelor de tipul arătat, ca și reprezentarea lor parametrică în cadrul unor diagrame funcționale cu coordonate adimensionale, superpozabile, conduce la posibilitatea practică de elaborare a criteriilor necesare pentru a se putea realiza : studiul performanțelor unor servocomenzi existente ; aprecierea comparativă a schemelor hidrostatice ale servomecanismelor uzuale ; determinarea unor servocomenzi capabile de performanțe impuse ; evidențierea condițiilor optimizatoare ; elaborarea unor noi servocomenzi, speciale ș.a.

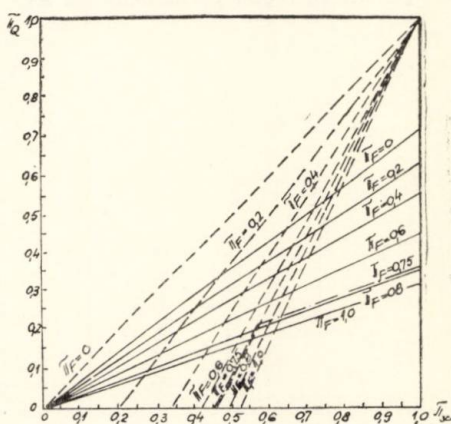


Fig. 5. Caracteristica adimensională de viteză a sistemului lucrînd în două regimuri

— $\pi_Q = f(\pi_x)$ pentru sertărașul cu acoperire nulă și $p_0 = \text{const.}$
 - - - $\pi_Q = f(\pi_x)$ pentru sertărașul cu acoperire negativă și $Q_0 = \text{const.}$

Bibliografie

- [1]. BLACKBURN, J. F., REETHOF, G., SHEARER, J. L.: *Fluid Power Control*. Technology Press of M.I.T. New-York—London, 1960.
- [2]. OPREAN, A. *Hidraulica mașinilor unelte*. Ed. didactică și pedagogică, București, 1968.
- [3]. FLOREA, S., DUMITRACHE, I.: *Elemente de execuție hidraulice și pneumatice*. Ed. didactică și pedagogică, București, 1967.
- [4]. BENCHE, V.: *Caracteristicile funcționale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice*. Construcția de mașini, nr. 3, 1969.
- [5]. BENCHE, V.: *Contribuții la sinteza servomecanismelor hidraulice*. Construcția de mașini, nr. 11, 1969.
- [6]. BENCHE, V. BENCHE, L.: *Influența regimului curgerii lichidului și a jocului radial asupra calităților funcționale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între elemente*. Construcția de mașini, nr. 5, 1970.

INFLUENȚA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ȘI DE MASĂ ASUPRA CALITĂȚII TEHNOLOGICE A CORPURILOR CU SUPRAFEȚE PLANE, SUPUSE USCĂRII CONVECTIVE

VASILE ȘOVA

Pe baza analizei distribuției câmpului de umiditate în interiorul corpurilor supuse uscării convective, se adoptă

criteriul $K = \frac{U(0, \tau) - U(R, \tau)}{\bar{U}_0} = \frac{1}{2} K'_i$ pen-

tru caracterizarea distribuției câmpului de umiditate în momentul apariției crăpăturilor superficiale, în perioada intensității maxime de evaporare a umidității. Se dau valorile invariantului higrometric critic al lui Kirpicev în funcție de umiditatea medie a materialului, în cazul particular al uscării convective a lemnului cu suprafețe plane, în domeniul de variație a umidității acestuia cuprins între 70 și 40 %.

On base of the analysis of the humidity field distribution with in the bodies subjected to convective dryind, the

criterion $K = \frac{U(0, \tau) - U(R, \tau)}{\bar{U}_0} = \frac{1}{2} K'_i$ si

adopted for the characterization of the humidity field distribution in the moment of appearance of superficial cracks during the period of maximum evaporation intensity of the humidity. The values of the critical hygrometrical invariant of Kirpicev are given depending on the mean humidity of the material in the particular case of the convective drying of wood with plane surfaces, in the variation range of its humidity, between 70 and 40 %.

Schimbul de căldură și de masă, ce condiționează uscarea, implică în cazul corpurilor cu structură coloidală, capilaro-poroasă, modificări sensibile ale proprietăților higrofizice și mecanice ale acestora, modificări care pot duce în cazul unor regimuri intensive de uscare, la efecte negative asupra calităților lor tehnologice.

O influență caracteristică a schimbului de căldură și de masă asupra calității materialelor supuse uscării convective, se manifestă prin modificarea dimensiunilor și a formei acestora datorită modificării temperaturii, dar mai ales a conținutului de umiditate legat sub diferite forme cu materialul. Faptul că, evaporarea umidității din straturile superficiale provoacă o modificare neuniformă a câmpului de umiditate în interiorul acestora, urmează că și modificarea dimensiunilor va fi diferită în diferite straturi ale materialului și în diferite perioade ale procesului de uscare. Din această cauză, la suprafață și în interiorul materialului apar tensiuni, care în prezența unor căderi de umiditate nepermis de

mari, pot provoca fisuri care să ducă la degradarea materialului și la deformarea sa, dacă intensitatea schimbului de căldură și de masă pe diferite suprafețe ale materialului este diferită.

Intrucât absența fisurilor constituie cerința tehnologică principală care se impune materialului supus uscării, în acest articol se evidențiază pe baza analizei distribuției cîmpului de umiditate în interiorul materialului, criteriul determinant, ce caracterizează distribuția cîmpului de umiditate în momentul apariției crăpăturilor superficiale, în perioada intensității maxime de evaporare a umidității, în cazul particular al uscării lemnului cu suprafețe plane de evaporare.

Notații principale :

- a — coeficient de difuzivitate termică,
- a' — coeficient de difuzivitate a umidității,
- I₁ — densitatea fluxului de masă,
- r — căldura de vaporizare,
- R — semigrosimea plăcii,
- T = 273 + t — temperatura,
- u, $\bar{u}$ — umiditatea locală a materialului, respectiv umiditatea medie raportată la partea uscată,
- α — coeficient de transfer de căldură,
- δ — coeficientul gradientului de temperatură (de termodifuzie),
- $\varepsilon = \frac{dI_1}{dU}$ — coeficientul transformării de fază,
- λ — coeficient de conductivitate termică,
- ρ — masa specifică a materialului,
- τ — timpul.

Indici :

- 1 — vapor,
- x — direcția fluxului.

Invarianti :

$$F'_0 = \frac{a' \tau}{R^2} \quad \text{— invariantul higrometric al lui Fourier,}$$

$$K'_i = \frac{i_1 R}{a' \rho_0 U_0} \quad \text{— invariantul higrometric al lui Kirpicev.}$$

Analiza distribuției cîmpului de umiditate în procesul uscării convective.

Apariția crăpăturilor în procesul uscării convective a corpurilor umede este determinată de neuniformitatea distribuției cîmpului de temperatură și de umiditate în interiorul materialului. În cazul cînd forma-

rea crăpăturilor are loc la suprafața materialului, atunci se poate adopta drept criteriu pentru caracterizarea cîmpului de umiditate care favorizează apariția crăpăturilor superficiale mărimea adimensională :

$$K = \frac{U(0, \tau) - U(R, \tau)}{\bar{U}_0} \quad (1)$$

Determinarea umidității locale la suprafață și în centrul materialului, în diferite perioade ale procesului de uscare, se poate obține pe baza configurației distribuției cîmpului de umiditate în interiorul materialului.

Analiza distribuției cîmpului de umiditate în timpul uscării implică rezolvarea simultană a ecuațiilor diferențiale a conductivității masei și a căldurii în interiorul corpului [3].

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \tau} &= a' \nabla^2 u + a' \delta \nabla^2 t \\ \frac{\partial t}{\partial \tau} &= a \nabla^2 t + \varepsilon \frac{r}{c} \frac{du}{d\tau} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Pentru plăci infinite, de grosime $2R$ considerînd intensitatea schimbului de căldură și de masă pe ambele fețe aceeași, se pot scrie următoarele condiții de unicitate :

$$\left. \begin{aligned} \text{a) condiții inițiale } (\tau = 0) : \\ u(x, 0) = u_0(x) = \bar{u}_0 = \text{const.} \\ t(x, 0) = t_0(x) = \bar{t}_0 = \text{const.} \\ \text{b) condiții de simetrie :} \\ \frac{\partial u(0, \tau)}{\partial x} = \frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = 0 \\ \text{c) condiții de frontieră :} \\ a' \rho_0 (\nabla u)_s + a' \rho_0 \delta (\nabla t)_s + I_1(\tau) = 0 \\ -\lambda (\nabla t)_s + \alpha [t_f - t(R, \tau)] - r(1 - \varepsilon) I_1(\tau) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Rezolvarea sistemului de ecuații (2) se simplifică dacă se neglijează efectul termodifuziei asupra conductivității umidității ($\delta = 0$), adică conductivitatea umidității în material se consideră independent de temperatură. În acest caz sistemul de ecuații (2) se reduce la ecuația :

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = a' \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial x^2} \quad (4)$$

iar condițiile de unicitate se simplifică la forma :

$$\left. \begin{aligned} u(x, 0) - u_0(x) &= \bar{u}_0 = \text{const.} \\ \frac{\partial u(0, \tau)}{\partial x} &= 0 \\ a' \rho_0 \frac{\partial u(R, \tau)}{\partial x} + I_1(\tau) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Soluția integrală a ecuației (4) cu luare în considerație a condițiilor de unicitate (5) dată de către Likov [1] are forma :

$$\begin{aligned} \frac{\bar{u}_0 - u(x, \tau)}{\bar{u}_0} &= \int_0^\tau \frac{I_1(\vartheta)}{R \rho_0 \bar{u}_0} d\vartheta - K'_i(\tau) \frac{R^2 - 3x^2}{6R^2} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \frac{2}{n^2 \pi^2} \cos \frac{n \pi x}{R} \exp \left(-n^2 \pi^2 \frac{a' \tau}{R^2} \right) \\ &\left\{ K'_i(0) + \int_0^\tau \exp \left(\frac{n^2 \pi^2 a' \vartheta}{R^2} \right) \left[-\frac{d K'_i(\vartheta)}{d \vartheta} \right] d\vartheta \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

unde $K'_i(0)$ — criteriul higrometric a lui Kirpicev în perioada vitezei constante de uscare cînd $I_1 = \text{const.}$

$K'_i(\tau)$ — criteriul higrometric a lui Kirpicev cînd $I_1(\tau)$ variază în timpul uscării.

Deoarece pentru plăci de grosime $2R$ cu distribuția simetrică a umidității față de planul central, conținutul mediu de umiditate pe grosimea materialului se determină cu relația :

$$\bar{u}(\tau) = \frac{1}{R} \int_0^\tau u(x, \tau) dx \quad (7)$$

de unde se obține :

$$\frac{\bar{u}}{\bar{u}_0} = 1 - \int_0^\tau \frac{I_1(\vartheta)}{R \rho_0 \bar{u}_0} d\vartheta \quad (8)$$

Dacă apariția crăpăturilor are loc în prima perioadă de uscare cînd intensitatea schimbului de masă este maximă atunci K'_i se poate considera constant (deoarece $I_1 = \text{const.}$) și deci :

$$\frac{d(K'_i(\vartheta))}{d\vartheta} = 0 \quad (9)$$

iar ecuația (6) devine :

$$\frac{\bar{u}_0 - u(x, \tau)}{\bar{u}_0} = K'_i \left[F'_0 - \frac{R^2 - 3x^2}{6R^2} + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \frac{2}{\pi n} \times \right. \\ \left. \times \cos \frac{n\pi x}{R} \exp.(-n^2 \pi^2 F'_0) \right] \quad (10)$$

Cu creșterea timpului (τ) respectiv cu creșterea invariantului higrometric a lui Fourier (F'_0) termenii seriei din expresia (10) sînt repede convergente și la valori a lui $F'_0 > 0,54$, devin neglijabile în comparație cu primii doi termeni. În acest caz soluția (10) se reduce la forma :

$$\frac{\bar{u}_0 - u(x, \tau)}{\bar{u}_0} = K'_i \left(F'_0 - \frac{R^2 - 3x^2}{6R^2} \right) \quad (11)$$

Această expresie arată că pentru $F'_0 > 0,54$, conținutul de umiditate în orice punct al plăcii va fi o funcție liniară de timp, iar distribuția umidității pe grosimea plăcii va fi descrisă de o parabolă.

Din ecuația (11) avînd în vedere și relația (1) se obține :

$$K'_i = 2 \frac{u(0, \tau) - u(R, \tau)}{\bar{u}_0} = 2K \quad (12)$$

Din relația (12) rezultă că criteriul higrometric a lui Kirpicev poate fi adoptat drept criteriu de apreciere a distribuției cîmpului de umiditate în interiorul materialului, în perioada de uscare cu viteza constantă, deci o măsură a mărimilor tensiunilor interioare care favorizează apariția crăpăturilor superficiale.

Din ecuația (11) ținînd seama și de expresia (7) se obține :

$$\frac{\bar{u}(\tau)}{\bar{u}_0} = 1 - K'_i F'_0 \quad (13)$$

adică curba de uscare $\bar{u} = f(\tau)$ în prima perioadă, este o funcție liniară de timp întrucît densitatea fluxului de masă în această perioadă este constantă și deci $K'_i = \text{const.}$

Din relația (13) avînd în vedere și ecuația (12) rezultă :

$$K'_i = \frac{d}{dF'_0} \left(\frac{\bar{u}(\tau)}{\bar{u}_0} \right) = \frac{\bar{u}_0 - \bar{u}(\tau)}{\bar{u}_0 F'_0} = \frac{\bar{u}_0 - \bar{u}(\tau)}{\bar{u}_0 a' \tau} R^2 = 2K \quad (14)$$

Deoarece intensitatea fluxului de masă (I_1) depinde de parametrii regimului de uscare, rezultă că între criteriul higrometric a lui Kirpicev (K'_i) și parametrii aerului ca agent de uscare există o interdependență, respectiv între acești parametri și distribuția cîmpului de umiditate din material, în timpul perioadei vitezei constante de uscare, cînd schimbul de masă este maxim. Este evident că, pentru evitarea crăpăturilor superficiale, parametrii termohidrodinamici ai aerului vor trebui să fie astfel

aleși încît în orice moment al procesului de uscare din această perioadă, criteriul K_i' să nu întreacă valoarea sa critică $K_{i'cr}$ corespunzătoare momentului apariției crăpăturilor superficiale.

Dacă se cunoaște coeficientul de conductivitate a umidității a' atunci valoarea invariantului critic a lui Kirpicev pentru schimbul de masă se poate determina cel mai simplu, din curbele cinetice de uscare experimentale pentru materialul dat și pentru parametrii diferiți ai agentului de uscare, după diferența conținuturilor medii de umiditate.

Rezultatele experimentale

Întrucît apariția crăpăturilor superficiale în perioada vitezei constante de uscare, corespunzător schimbului maxim de umiditate, reprezintă cazul cel mai frecvent întîlnit în practica uscării lemnului [2] cercetările experimentale au urmărit determinarea invariantului higrometric critic a lui Kirpicev, în cazul particular al uscării fagului. În acest scop s-au efectuat experimentări pe un lot de douăsprezece probe debitate radial în raport cu suprafețele principale de evaporare, cu dimensiunile inițiale de $243 \times 100 \times 20$ mm la regimuri diferențiate și anume: temperatura aerului $t_a = 50, 60, 70$ și 80°C , umiditatea relativă $\varphi_a = 0,4, 0,5$ și $0,6$ și viteza curenului de aer $w_a = 2$ m/s. Umiditatea inițială a probelor a variat între 70 și 90% . Experimentările s-au efectuat pe o instalație adecvată acestor cercetări, realizată în laboratorul catedrei de Termotehnică de la Institutul politehnic Brașov [5].

Invariantul higrometric critic a lui Kirpicev ($K_{i'cr}$) s-a determinat din curbele cinetice de uscare, după diferența conținuturilor medii de umiditate, utilizînd relația (14). În acest scop s-au trasat curbele de uscare $\bar{u} = f(\tau)$ pentru probele experimentate, înregistrînd momentul apariției crăpăturilor superficiale observate în prima parte a procesului.

Pentru determinarea coeficientului de conductivitate a umidității (a') după direcția tangențială la inelele anuale, s-a folosit ecuația lui Sergovski [1]:

$$a' = 0,845 \cdot 10^{-18,3} \cdot T^{10} \cdot \rho^{-1,9} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{h}} \right] \quad (15)$$

unde ρ — masa specifică a lemnului în stare inițială $\left[\frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \right]$

În perioada vitezei constante de uscare, temperatura medie a probelor s-a luat egală cu temperatura termometrului umed, valoare destul de apropiată de temperatura reală măsurată în diferite straturi din interiorul materialului.

Pe baza rezultatelor obținute, s-a reprezentat în figura (1) curba de variație a invariantului $K_{i'cr}$ în funcție de umiditatea medie a materialului. Se observă că punctele reprezentative se înscriu aproximativ pe o curbă de tip hiperbolă de forma $K_{i'cr} = A (u \cdot 10)^m$, unde $m < 0$.

Pentru determinarea constantelor A și m din ecuația $Ki'_{cr} = f(\bar{u})$ cu cea mai mică eroare posibilă față de rezultatele experimentale s-a utilizat metoda celor mai mici pătrate [4]. Pe această bază s-a putut obține următoarele expresie :

$$K'_{icr} = \frac{0,46 \cdot 10^4}{(\bar{u} \cdot 11,2)^{2,3391}} \quad (16)$$

În domeniul umidității medii ale materialului cuprins între 70 și 40% soluția (16) concordă satisfăcător cu rezultatele experimentale avînd în vedere faptul că punctele reprezentative din figura (1) sînt destul de dispersate.

Se face mențiunea că înregistrarea timpului pentru determinarea criteriului Ki'_{cr} s-a făcut și în momentul în care au apărut și crăpături de capete unde datorită anizotropiei lemnului, schimbul de masă s-a dovedit a fi mai intens.

Urmează că distribuția cîmpului de umiditate datorită efectelor marginale va fi deformată și va diferi de distribuția cîmpului de umiditate în secțiunea materialului considerat ca placă infinită, ipoteză admisă la stabilirea condițiilor de unicitate (4).

În cazul uscării lemnului pe scară industrială, suprafețele principale de evaporare ale materialului sînt mult mai mari decît ale probelor experimentate, așa încît efectul de margine asupra distribuției cîmpului

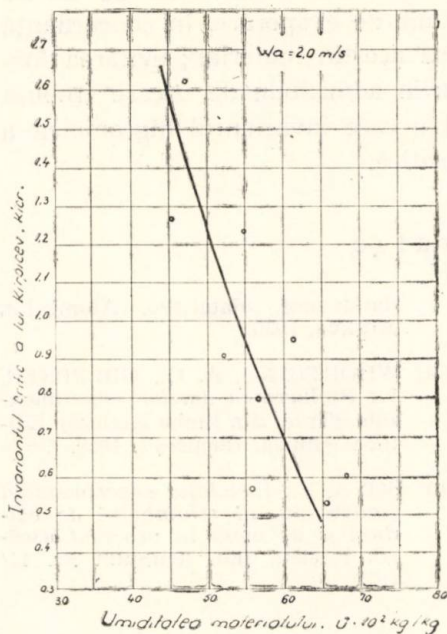


Fig. 1. Umiditatea materialului, $\bar{u} \cdot 10^2$ kg/kg.

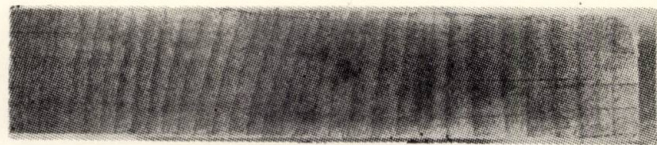


Fig. 2. Forma unei crăpături superficiale de capăt.

de umiditate va fi sensibil ameliorat. Prin urmare, ipotezele admise la determinarea invariantului higrometric a lui Kirpichev, pot fi acceptate ca satisfăcătoare, iar rezultatele experimentale obținute, acoperitoare.

În figura (2) se poate vedea forma unei crăpături superficiale de capăt apărută în prima perioadă a procesului de uscare.

Concluzii

Cunoașterea mărimii invariantului critic a lui Kirpicev, are o importanță practică deosebită pentru raționalizarea regimurilor de uscare a lemnului în perioada intensității maxime de evaporare, în concordanță cu principala cerință tehnologică impusă acestui material; evitarea formării crăpăturilor superficiale. Regimurile admisibile de uscare trebuie încadrate în domeniul regimurilor pentru care invariantul higrometric a lui Kirpicev să nu întreacă valoarea sa critică.

Bibliografie

- [1]. LIKOV, A. V.: *Teplo-i massoobmen v professah sušchi*. Gosudarstvenoe energeticeskoe izdatelstvo. Moskva, 1963.
- [2]. DUMITRESCU, N. ȘT., ș.a.: *Uscarea lemnului*. Editura tehnică, București, 1969.
- [3]. LIKOV, A. V.: *Iavlenia perenosa v kapiliarno-poristih telah*. Gosudarstvenoe izdatelstvo. Atomizdat, Moskva, 1956.
- [4]. WHORTHING, A. G., GREFFNER, I.: *Prelucrarea datelor experimentale*. (Trad. din limba engleză). Editura tehnică, București, 1959.
- [5]. ȘOVA, V.: *Instalație experimentală pentru studiul schimbului de căldură și de masă în procesul uscării*. Revista Ind. lemnului nr. 11/1970.

CONSIDERAȚII ASUPRA VALORILOR MOMENTANE ALE COEFICIENTULUI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ, MEDIU DE LUCRU — PERETE LA MOTOARE CU COMBUSTIE INTERNĂ

AURORA IONESCU

În lucrare se prezintă o metodă de calcul a căldurii eliberate în urma ciclului efectuat de mediul de lucru din cilindrul motorului, ce urmărește pas cu pas modificarea diversilor parametri, a proprietăților fizice și a compoziției amestecului. Distribuția căldurii eliberate, diferită de cea a căldurii evacuate spre mediul de răcire, permite calculul valorilor momentane reale ale lui α_g , ce reflectă în primul rînd o dependență de natura ciclului, și nu o proprietate fizică a mediului de lucru.

In der Arbeit wird eine Methode für die Berechnung der Wärme die während des Zyklus befreit wird angegeben, welche schrittweise die Veränderung der verschiedenen Parameter, der physikalischen Eigenschaften und der Zusammensetzung des Gemisches in Acht nimmt. Die Distribution der Zykluswärme, verschieden von der Distribution der Kühlwärme, bietet reale Momentanwerte für den Wärmeaustauschkoeffizient α_g . Diese Werte reflektieren eine Abhängigkeit von der Art des Zyklus, und nicht eine physikalische Eigenschaft des Gases.

Modelele care încearcă o descriere a procesului de transfer de căldură din motor sînt extinderi ale modelelor și formulărilor valabile schimbătoarelor de căldură. Aceste formulări au la bază ecuația de similitudine :

$$N_u = C \cdot R_e^m \quad (1)$$

Două trăsături specifice ale transferului de căldură din motor nu permit aplicarea relațiilor de tip (1), și anume : la motoare cu combustie internă, mediul de lucru participă la un ciclu, iar modificarea succesivă a parametrilor de stare are loc în urma unui schimb de căldură plus efectuare de lucru mecanic, deci complet diferit de cazul schimbătoarelor unde modificarea parametrilor agentului de lucru se datorează numai transferului de căldură. Ca urmare eliberarea căldurii de la mediul de lucru spre peretele cilindrului este evident reprezentabilă numai prin parametrii ciclului.

O astfel de formulare nu are la bază concepte de similitudine, ci numai de corelație între căldura transferată, respectiv coeficientul de transfer, funcție de presiunea și temperatura agentului de lucru. Viteza este o variabilă străină unei astfel de corelații, sau poate fi eventual bazată pe dependența ciclului de viteză.

A doua trăsătură specifică acestui fenomen este faptul că motorul este din punct de vedere global un sistem cu un regim termic staționar. La acest nivel el poate fi tratat ca un schimbător de căldură în ceea ce privește schimbul, deoarece însăși noțiunea de ciclu dispare și toate transformările energetice pot fi descrise la nivele medii, controlate de bilanțuri energetice. Dar în cadrul unui ciclu sistemul este profund nestaționar, jocul fiind purtat între sursă — mediul în transformare ce eliberează căldură conform succesiunii stărilor prin care trece, și acumulatorul — peretele volumului în care evoluează mediul, care controlează atenuarea extremelor pe durata unui ciclu, oferind împreună cu sistemul de răcire un proces în mare staționar.

Aceste două trăsături, impun construirea unei noi baze în cercetarea fenomenelor. În acest sens preocupările autorului pot fi sistematizate după cum urmează :

1. *Calculul căldurii generate de sursă* (mediul de lucru) pornind de la analiza ciclului de funcționare al motorului. Acest lucru trebuie fundamentat teoretic prin metode numerice, deoarece nu poate fi urmărit experimental.

S-au efectuat calcule pentru motorul cu aprindere prin scînteie S.R.-211 — monocilindru la diverse regimuri de funcționare anume :

$$n = 1000, 1350, 1700, 2050, 2400, 2750, 3100 \text{ rot/min.}$$

$$s = 0,25 - 0,5 - 0,75, 1 \text{ (sarcina).}$$

Datorită multitudinii de parametri dependenți de starea gazului, precum și în scopul de a urmări evoluția gazului pas cu pas asigurînd calculului precizia necesară, prelucrarea datelor s-a efectuat pe un calculator IBM-360. Pentru acest calculator s-a întocmit un program general cu o serie de subprograme ce permite calculul parametrilor ciclului, a căldurii evacuate calculate cu diverse formulări, precum și valori momentane ale coeficientului de transfer gaz-perete, pentru toate motoarele ce funcționează după un ciclu caracteristic motorului cu aprindere prin scînteie și toate regimurile de funcționare.

Căldura eliberată prin transformare și cedată peretelui s-a evaluat pentru transformările fără ardere cu relația (3) :

$$dQ_s = G_{am} \cdot c_n \cdot dT \quad (3)$$

$$dQ_s \text{ — căldura elementară schimbată } \left[\frac{\text{k cal}}{\text{kg comb.}} \right]$$

G_{am} — greutatea amestecului corespunzător la 1 kg de combustibil,

c_n — căldura specifică în transformarea politropă dependentă de parametrul punctului respectiv,

dT — variația elementară a temperaturii gazului, iar pentru transformările cu ardere cu relația (4) :

$$dQ_s = -\delta \cdot H_u \cdot dx + dU + dL \quad (4)$$

H_u — puterea calorifică inferioară a combustibilului folosit

$$\left[\frac{\text{k cal}}{\text{kg comb.}} \right]$$

δ — coeficient ce ține seama de arderea incompletă,

dU — variația energiei interne,

dL — lucrul mecanic elementar,

dx — fracțiunea de combustibil arsă pe intervalul elementar considerat.

Dificultăți în calculul căldurii eliberate pornind de la analiza ciclului au apărut datorită faptului că metodele numerice de ridicare a ciclurilor sînt satisfăcătoare din punct de vedere a parametrilor p , T a bilanșurilor energetice globale, dar nu a eliberării de căldură. În acest scop s-au ridicat două cicluri de funcționare : unul real pentru care coeficientul ce ține seama de pierderile de căldură pe perioada de ardere $\varphi = 0,88$ (12 % căldură schimbată) și un ciclu teoretic pentru care $\varphi = 1$ (fără pierderi). S-a constatat astfel că metoda de calcul Vieb (pentru procesul de ardere) prezintă abateri importante în urmărirea schimbului de căldură (aproximativ 25 %), din care motiv a fost necesară elaborarea unei metode de control a degajării de căldură, care nu are efect însă asupra corectitudinii parametrilor.

Pentru calculul legii de eliberare a căldurii pe perioada de ardere în funcție de fracțiunea de combustibil arsă pe un interval elementar, a fost de asemenea necesară introducerea unei legi de ardere suprapuse formată din două legi de ardere Vieb cu perioade diferite de ardere, ce permit calculul căldurii eliberate prin postardere, și o lege de disociere.

2. Regimul nestaționar al peretelui :

S-a reprezentat în figura 1 distribuția căldurii eliberată prin transformările suferite de gazul de lucru în funcție de unghiul de rotație al arborelui calculată pe perioada de ardere și destindere cu metoda indicată mai sus prin 40 puncte pe fiecare timp (curba 0). Peste această căldură s-au suprapus trei genuri de distribuții de evacuare a căldurii de la pe-rețele cilindrului spre mediul de răcire. Anume :

— căldura evacuată calculată cu coeficientul de transfer :

α_g propus de Woschni [1] curba (1),

$$\alpha_g = C_1 \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \left[1 + \frac{3,24 \cdot 10^{-3} \cdot v_c \cdot T_A}{p_A \cdot v_A \cdot 2,28 \cdot W} (p - p') \right]^{0,8} \quad (5)$$

- căldura evacuată calculată cu coeficientul de transfer :
 α_g propus de Eichelberg [1] curba (2),

$$\alpha_g = C_2 \sqrt{\gamma \cdot T} \quad (6)$$

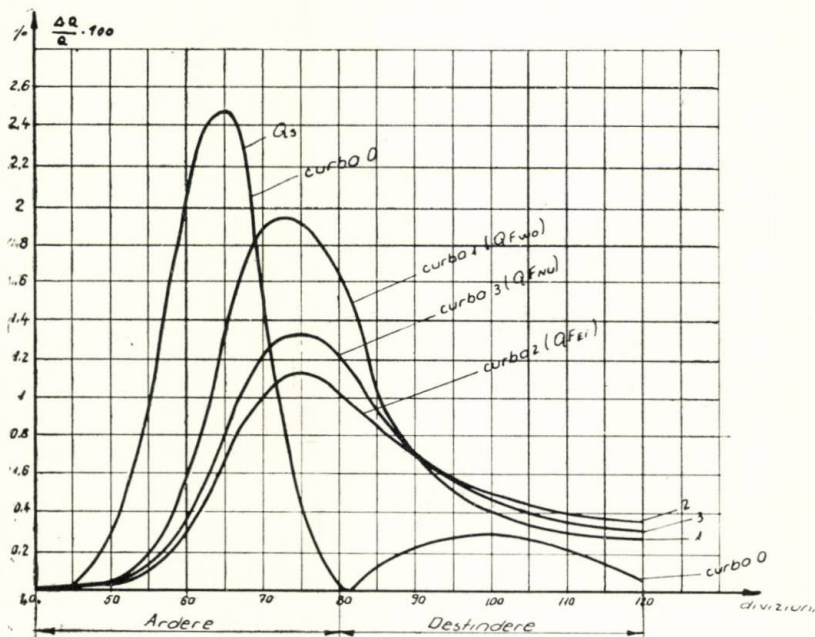


Figura 1. Distribuția căldurii eliberate și evacuate pe ardere și destindere ($n = 2520$ rot/min ; sarcină 100 %)

curba 0 — căldura eliberată prin ciclu Q_g

curba 1 — căldura evacuată spre mediul de răcire (Woschui) Q_{FW0}

curba 2 — idem curba 1 (Eichelberg) Q_{FEi}

curba 3 — idem curba 1 (Nurselt) Q_{FNU}

1 diviziune pe ardere = 1,3542 grd. hex.

1 diviziune pe destindere = 3,607 grd. hex.

- căldura evacuată calculată cu coeficientul de transfer :
 α_g propus de Nusselt [1] curba (3),

$$\alpha_g = C_3 \sqrt[3]{p^2 T} \quad (7)$$

în care :

C_1, C_2, C_3 — constante de proporționalitate dependente de viteza medie a pistonului,

p, T — parametrii momentani ai gazului din cilindru,

p_A, V_A, T_A — parametrii gazului la sfârșitul aspirației,

w — viteza medie a pistonului,

- V_c — volumul cilindrului,
 p' — presiunea momentană într-un ciclu de motor fără ardere (motor antrenat).

Din reprezentare se observă o diferențiere profundă între distribuția căldurii eliberată ca urmare a transformării suferite de gaz și a căldurilor evacuate determinate experimental.

Drept urmare s-a asociat acestei eliberări de căldură, o acumulare într-o coajă ce participă la un regim nestaționar defazat față de regimul de temperaturi al mediului de lucru mărginit.

Pe perioada arderii căldura evacuată prin mediul de răcire este mult mai mică decât cea eliberată prin transformare. Ca urmare temperatura peretelui va crește și va atinge amplitudinea maximă a oscilației în punctul când cele două călduri sînt egale. Pentru acel moment transferul momentan gaz — perete devine egal cu cel de la perete — mediul de răcire. În continuare datorită faptului că, căldura eliberată prin transformare (prin ciclu) scade, iar căldura evacuată spre mediul de răcire crește, temperatura peretelui acumulator începe să scadă, atingînd amplitudinea minimă a oscilației când se stabilește din nou acel echilibru aparent între cele două tipuri de călduri.

Oscilațiile temperaturii medii a peretelui acumulator, au ca suport căldurile acumulate calculate cu relația (8) fig. 2 :

$$DIF_{1-2} = Q_{s1-2} [\%] - QF_{s1-2} [\%] \quad (8)$$

în care :

- $Q_{s1-2} \%$ — căldura procentuală eliberată pe un interval (1—2) dependentă de ciclu,
 $QF_{s1-2} \%$ — căldura procentuală evacuată pe un interval (1—2) calculată cu una din cele trei formulări analizate.

3. Valori momentane ale coeficientului de transfer gaz-perete (α_g)

Căldurile calculate mai sus permit determinarea unor coeficienți de schimb superficiali α_g calculînd în prealabil un factor A, astfel încît căldura totală evacuată calculată cu cele trei tipuri de formulări să fie aceeași cu căldura eliberată prin ciclu. Valorile coeficienților de schimb pe perioada de ardere și destindere sînt reprezentate în figura 3.

Se observă o mare diferență între valorile momentane ale lui α_g calculate din căldura eliberată prin ciclu și valorile lui α_g calculate din căldura evacuată prin sistemul de răcire, care reprezintă de fapt valori asociate schimbului global și nu schimbului parțial gaz-perete. Valorile momentane obținute prin metoda aplicată sînt în primul rînd dependente de natura ciclului și nu de proprietățile fizice ale gazului.

Din acest motiv nici nu are semnificație stabilirea unor relații de calcul pentru c_p , întrucît acesta nu reflectă o proprietate fizică ci o proprietate a ciclului de a elibera căldură. Capacitatea maximă de transfer parțial la aceiași parametri p , T , w care reflectă o proprietate fizică a gazului, acoperă de-a lungul întregului ciclu valorile necesare pentru realizarea ciclului. La transferul de căldură din motor este semnificativ introducerea noțiunii de distribuție a căldurii eliberate, care este depen-

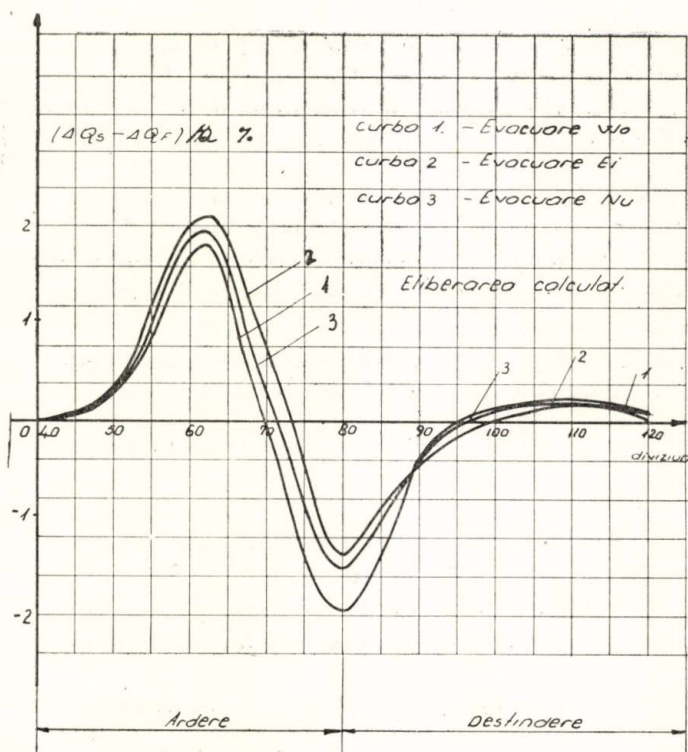


Figura 2. Oscilațiile temperaturii medii în peretele acumulator

1 diviziune pe ardere = 1,3542 grd. hex.

1 diviziune pe destindere = 3,607 grd. hex.

dentă numai de ciclu. Căldura evacuată prin sistemul de răcire are o distribuție ce diferă de la motor la motor, chiar dacă parametrii ciclului sînt aceiași. Legi generale pentru aceste distribuții nu pot fi blocate în expresii care să conțină numai parametrii p , T , w , dar distribuția căldurii eliberată prin ciclu poate fi descrisă prin parametrii ciclului. Prin urmare,

procesul de acumulare în perete poate fi redat printr-o corelație lineară între căldura eliberată de mediul de lucru — dependentă de ciclu — și căldura evacuată prin sistemul de răcire, dependentă de tipul și dimensiunile constructive ale sistemului.

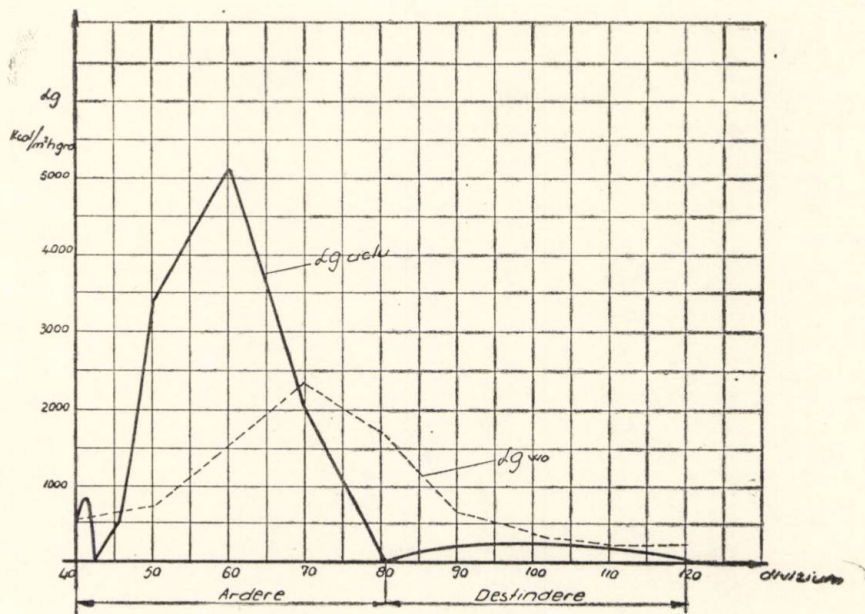


Figura 3. Variația lui a_g dependent de ciclu și $a_g w_0$ pe ardere și destindere

1 diviziune pe ardere = 1,3542 grd. hex.
1 diviziune pe destindere = 3,607 grd. hex.

Bibliografie

[1]. WOSCHNI, G.: *Untersuchungen zum Wärmeübergang im Verbrennungsmotor*. Internal Combustion

engines Conference, Bucharest, septembrie 1967, pag. 437—499, Editura tehnică.



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

Construcția de automobile-tractoare

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XIII — 1971

Construction of motor-cars and tractors

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XIII — 1971

Construction d'automobiles-tracteurs

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

Kraftwagen- und Traktorenbau

*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

Конструкция автомобилей и тракторов

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

ASUPRA STABILITĂȚII MIȘCĂRII AUTOTRENURILOR CU SEMIREMORCA, ECHIPATE CU DISPOZITIVE DE ANTIFRÎNGERE

V. CÎMPIAN, E. IONESCU, N. SEITZ, M. UNTARU

Lucrarea analizează căile de îmbunătățire a stabilității mișcării autotrenului cu semiremorcă în timpul frînării, prin îmbunătățirea circuitului informațional autotren-conducătorul auto. Folosind ecuațiile diferențiale ale mișcării autotrenului cu semiremorcă frînat, sînt determinate condițiile ce se impun pentru evitarea fenomenului de frîngere a elementelor autotrenului și se propun soluții de dispozitive antifrîngere, care pot fi montate pe autotrenuri cu cheltuieli minime.

Die Arbeit untersucht die Möglichkeiten zur Verbesserung der Fahrstabilität der Sattelzüge durch die Verbesserung des Rückschlusses Sattelzug-Fahrer indem im Kupplungspunkt ein Reibungsmoment gebildet wird. Auf Grund der Differenzialgleichungen und dem Zusammenhang zwischen den Gleichungskoeffizienten wird die kritische Geschwindigkeit des Sattelzuges berechnet.

Die Arbeit wird mit einigen konstruktiven Möglichkeiten zur Bildung des Reibungsmomentes abgeschlossen.

Stabilitatea mișcării autotrenurilor cu semiremorci constituie în prezent o preocupare importantă atât a constructorilor cît și a cercetătorilor. Ca urmare soluțiile constructive aplicate, sau în curs de aplicare, au schimbat aspectul general al elementelor acestor autotrenuri diferențindu-le tot mai mult de construcția automobilului clasic. Astfel sînt suspensiile de tip „No-hop“ la autotractor și semiremorcă, stabilizatoarele de torsiune la autotractor și semiremorcă, suspensiile pneumatice, șaua reglabilă în planul orizontal etc.

Lucrările de cercetare asupra stabilității autotrenurilor cu semiremorcă se preocupă în special de stabilitatea mișcării în timpul frînării, de stabilitatea mișcării în curbă, de elucidarea condițiilor privind reglarea dinamică și statică a forțelor de frînare, de posibilitatea îmbunătățirii conducerii autotrenului.

O problemă insuficient rezolvată o constituie circuitul informațional de la elementele autotrenului la conducătorul auto. Astfel la frînarea în curbă pe teren alunecos conducătorul auto nu poate sesiza mișcarea semiremorcii pentru a putea efectua mișcări compensatoare, corespunzătoare menținerii direcției de mers, iar pe de altă parte condițiile de blo-

care ale punții din spate a autotractorului favorizează creșterea rapidă a vitezei unghiulare a acestuia astfel încât conducătorul nu mai are posibilitatea să compenseze această creștere a vitezei unghiulare, iar autotrenul se frînge.

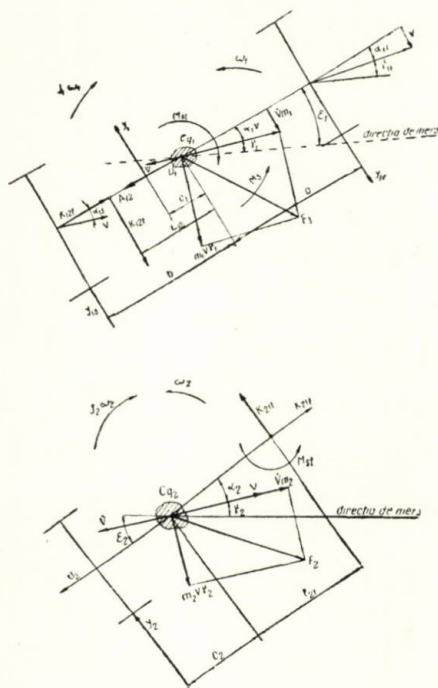


Fig. 1. Modelul matematic al autotrenului cu semiremorcă

Lucrarea de față își propune să analizeze condițiile prin care se poate îmbunătăți circuitul informațional de la elementele autotrenului la conducătorul auto. Una din soluțiile cele mai simple ar fi crearea unui moment de frecare pe timpul deplasării în regim de frînare în articulația autotractorului cu semiremorcă.

După cum s-a arătat într-o lucrare anterioară [1] ecuația de mișcare a autotrenului cu semiremorcă frinat poate fi scrisă sub forma unui sistem de ecuații diferențiale liniare de ordinul I.

Criteriile de stabilitate aplicate sistemului de ecuații permit obținerea unei viteze critice care poate servi ca indice de apreciere pentru eficacitatea unui dispozitiv de îmbunătățire a stabilității mișcării.

În figura 1 se prezintă modelul matematic al autotractorului (figura 1a) și al semiremorcii (figura 1b).

În afară de forțele și momentele care acționează în mod obișnuit pe elementele autotractorului (Y_i — forțele laterale de ghidare, M_s — momentul la sol al forțelor laterale, K_{ij} și K_{ji} forțele de legătură, I_1 și I_2 momentele de inerție etc.) s-a prevăzut momentul de stabilizare M_{st} care acționează împotriva creșterii vitezei unghiulare a autotractorului. Ca urmare a aplicării momentului M_{st} ecuațiile de mișcare ajung la forma :

$$\left. \begin{aligned} \dot{\alpha}_1 &= \frac{1}{V} [a'_{11}\alpha_1 + a'_{12}\alpha_2 + a'_{13}\rho_1 + a'_{14}\rho_2] \\ \dot{\alpha}_2 &= \frac{1}{V} [a'_{21}\alpha_1 + a'_{22}\alpha_2 + a'_{23}\rho_1 + a'_{24}\rho_2] \\ \dot{\rho}_1 &= \frac{1}{V} [l_{31}\alpha_1 + a'_{32}\alpha_2 + a'_{33}\rho_1 + a'_{34}\rho_2] + \frac{M_{st}}{V} \left[-\frac{l_{12}}{I_1} + \frac{l_{12}^2}{I_1} \left(1 - \frac{I_1 \cdot l_{21}}{I_2 \cdot l_{12}} \right) \right] \\ \dot{\rho}_2 &= \frac{1}{V} [a'_{41}\alpha_1 + a'_{42}\alpha_2 + a'_{43}\rho_1 + a'_{44}\rho_2] + \frac{M_{st}}{V} \left[\frac{l_{21}}{I_1} + \frac{l_{12}^2}{I_2 \cdot l_{12}} \left(1 - \frac{I_1 \cdot l_{21}}{I_2 \cdot l_{12}} \right) \right] \end{aligned} \right\} (1)$$

Întrucît ultimele expresii impun ca în urma aplicării momentului M_{st} vitezele unghiulare să devină identice, rezultă că :

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega$$

respectiv :

$$\rho_2 = \frac{l_{21}}{l_{12}} \rho_1 = \rho \quad \text{și} \quad \dot{\rho}_2 = \frac{l_{21}}{l_{12}} \dot{\rho}_1 = \dot{\rho}$$

de unde rezultă relația momentului de stabilizare :

$$M_{st} = \frac{1}{x} \left[\left(\frac{l_{12}}{l_{21}} a'_{41} - a'_{31} \right) \alpha_1 + \left(\frac{l_{12}}{l_{21}} a'_{42} - a'_{32} \right) \alpha_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{l_{12}}{l_{21}} a'_{43} + a'_{44} - a'_{33} - a'_{34} \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \rho \right] \quad (2)$$

unde

$$x = \left[- \left(1 - \frac{1}{Q} \right) \frac{l_{12}}{I_1} - \frac{I_1 \cdot l_{21}}{I_2 Q} - \frac{l_{12}}{I_2} \left(1 - \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{l_{21}^2}{I_1^2} \cdot \frac{1}{Q} \right) \right]$$

utilizînd în continuare notațiile :

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{l_{12}}{I_1} \left[-1 + \left(1 - \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \frac{1}{Q} \right] \\ \alpha_2 &= \delta + \alpha_1 + \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \rho \\ \dot{\alpha}_2 &= \dot{\alpha}_1 + \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \dot{\rho} \\ \delta &= \frac{y_\alpha}{y_1} \alpha + \frac{y_\rho}{y_1} \rho \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Sistemul care determină mișcarea autotrenului echipat cu stabilizator ajunge la forma :

$$\begin{aligned} \dot{\alpha} &= \left[A_{11} + A_{12} \left(1 + \frac{y_x}{y_1} \right) \right] \alpha + \left[A_{13} + A_{12} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} + \frac{y_\rho}{y_1} \right) \right] \rho \\ \dot{\rho} &= \left[A_{31} + A_{32} \left(1 + \frac{y_\alpha}{y_1} \right) \right] \alpha + \left[A_{33} + A_{32} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} + \frac{y_\rho}{y_1} \right) \right] \rho \end{aligned} \quad (4)$$

Condiția de stabilitatea mișcării apare astfel sub forma :

$$\begin{aligned} &\left[A_{33} + A_{32} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} + \frac{y_x}{y_1} \right) \right] \cdot \left[A_{11} + A_{12} \left(1 + \frac{y_\alpha}{y_1} \right) \right] - \\ &- \left\{ \frac{\left[A_{13} + A_{12} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} + \frac{y_\rho}{y_1} \right) \right] + \left[A_{33} + A_{32} \left(1 + \frac{y_\alpha}{y_1} \right) \right]}{2} \right\}^2 \geq 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Coeficienții A_{13} și A_{23} conțin viteza de deplasare. Cu condiția (5) rezultă astfel viteza critică a cărei mărime determină eficacitatea măsurii de stabilizare a mișcării autotrenului.

În relațiile (4) și (5) s-au utilizat următoarele notații :

$$y_1 = A_{12} - \left[A_{22} - A_{32} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \right]$$

$$y_x = \left[(A_{21} + A_{22}) - \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) (A_{31} + A_{32}) - (A_{11} + A_{12}) \right]$$

$$y_p = A_{23} + A_{22} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) - \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \left[A_{33} + A_{32} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \right] -$$

$$- \left[A_{13} + A_{12} \left(1 + \frac{l_{21}}{l_{12}} \right) \right]$$

unde

$$A_{11} = a'_{11}; A_{12} = a'_{12}; A_{13} = a'_{13} + a'_{14} \frac{l_{21}}{l_{12}};$$

$$A_{21} = a'_{21}; A_{22} = a'_{22}; A_{23} = a'_{23} + a'_{24} \cdot \frac{l_{21}}{l_{12}};$$

$$A_{31} = \left[\left(1 - \frac{x_0}{x} \right) a'_{31} + \frac{l_{12}}{l_{21}} \cdot \frac{x_0}{x} \cdot a'_{41} \right]$$

$$A_{32} = \left[\left(1 - \frac{x_0}{x} \right) a'_{32} + \frac{l_{12}}{l_{21}} \cdot \frac{x_0}{x} \cdot a'_{42} \right]$$

$$A_{33} = \left[\left(1 - \frac{x_0}{x} \right) a'_{33} + \frac{l_{21}}{l_{12}} \left(1 - \frac{x_0}{x} \right) a'_{34} + \frac{x_0}{x} \left(\frac{l_{12}}{l_{21}} \cdot a'_{43} + a'_{44} \right) \right]$$

Coeficienții a_{ij} rezultă din lucrarea [1]. Ei depind de parametrii geometrici și masici ai autotrenului, de caracteristicile sistemului de frinare și a sistemului de rulare, de regimul de frinare.

Prin urmare stabilitatea autotrenului cu semiremorcă frinat este caracterizată printr-o viteză de deplasare critică sub care mișcarea este stabilă. Această viteză depinde atât de parametrii geometrici ai autotrenului cât și de parametrii regimului de deplasare.

Pentru verificarea relațiilor de mai sus s-a determinat viteza critică în cazul unui autotren cu semiremorcă similar cu construcția autotrenului format din autotractorul SR-115 și semiremorca SRP-8.

Datele inițiale sînt următoarele : rigiditatea laterală rezultantă

$$(\text{autotractor} - \frac{k_1}{M} \quad 28,8 - 14,3 = 14,5 \quad \frac{\text{kgf}}{\text{kg rad}} \quad \text{semiremorcă} - \frac{k_2}{M} =$$

$$= 28 \frac{\text{kgf}}{\text{kg rad}}), \text{ greutatea (autotractor} - 3286 \text{ kgf, semiremorcă} - 11080$$

kgf, autotren — 14365 kgf), momentele de inerție în raport cu axele ce trec prin centrele de greutate (autotractor — $I_1 = 1582 \text{ kgfms}^2$, semiremorcă — $I_2 = 4234 \text{ kgfms}^2$), coordonatele centrelor de greutate (auto-

tractor — $a = 2,13$ m, $b = 1,87$ m, $h_g = 0,75$ m, semiremorcă — $l_{21} = 2,46$ m, $C_2 = 1,7$ m și $h_g = 1,45$ m), decelerația medie totală (autotractor $\dot{V}_1 = 2,75$ m/s², semiremorcă $\dot{V}_2 = 1,75$ m/s²), coeficientul de aderență $\varphi = 0,7$.

Calculul s-a efectuat în două ipoteze :

A — puntea din față este blocată $\left(\frac{k_{1f}}{M} = 0; \frac{k_1}{M} = 14,3 \frac{\text{kgf}}{\text{kg rad.}} \right)$ și

B — puntea din spate este blocată $\left(\frac{k_{1s}}{M} = 0; \frac{k_1}{M} = 28,8 \frac{\text{kgf}}{\text{kg rad.}} \right)$.

La ambele ipoteze au fost calculate cazurile autotrenului cu și fără stabilizator.

Ipoteza A. — Pentru cazul autotrenului fără stabilizator a fost obținută o valoare a vitezei critice situată între limitele $8,3 \leq V_{cr} \leq 15,5$ m/s, iar în cazul autotrenului cu stabilizator s-a obținut o viteză critică egală cu $V_{cr} = 11,2$ m/s.

Valoarea mai mică a vitezei critice la autotrenul cu stabilizator se explică prin faptul că la punțile cu patru pneuri rigiditățile sînt foarte mari. Încercările efectuate cu stabilizator au arătat că în aceste cazuri apar deplasări laterale de aliniere la o punte sau alta. Cu alte cuvinte, stabilizatorul îmbunătățește în mod sensibil viteza critică, dar condițiile sînt dezavantajoase pentru stabilitate.

Pe baza relației (6), considerînd că puntea din spate patinează, a fost calculat momentul de stabilizare și s-a obținut valoarea $M_{st} = 3920$ kgfm. Trebuie menționat faptul că în acest caz, coeficienții a_{ij} au fost adaptați pentru situația cînd puntea din spate este blocată și ca atare este de așteptat ca atunci cînd nu există blocare, valoarea momentului să fie mai mică. Totodată trebuie ținut seama și de faptul că valoarea $\frac{\omega}{v}$ este influențată de o serie de factori, printre care cel mai important este starea tehnică a frînelor. În cazul unor reglaje neomogene pot fi atinse valori apreciable chiar la viteze inițiale mai mici.

Pentru a evita apariția unor forțe interne excesiv de mari nu se recomandă utilizarea stabilizatorului pe drumuri unde nu există pericolul pierderii stabilității.

Ipoteza B — În cazul autotrenului fără stabilizator analiza componenței coeficienților a_{ij} permite să se observe că nu există nici o posibilitate de a forma o matrice simetrică în care toți minorii principali de ordinul I să fie nepozitivi. Ca urmare nu există nici o viteză reală care să satisfacă cerințele de stabilitate și deci, mișcarea autotrenului este instabilă pe toată gama de viteze. În cazul autotrenului cu stabilizator a fost obținută o viteză critică $V_{cr.} = 10$ m/s = 36 km/h.

Rezultatele obținute prin calcul, în cele două ipoteze, pun în evidență oportunitatea și chiar necesitatea echipării autotrenurilor cu semiremorci, cu dispozitive de antifrîngere, capabile să îmbunătățească simțitor stabilitatea mișcării acestora.

Dispozitivele antifrîngere montate pe autotrenurile cu semiremorcă trebuie să îndeplinească următoarele cerințe principale :

— să permită rotirea liberă a semiremorcii față de autotractor în timpul virajelor sau la manevrări, pînă la un unghi maxim de 90° (figura 2); să permită blocarea progresivă, fără șocuri, a semiremorcii față de

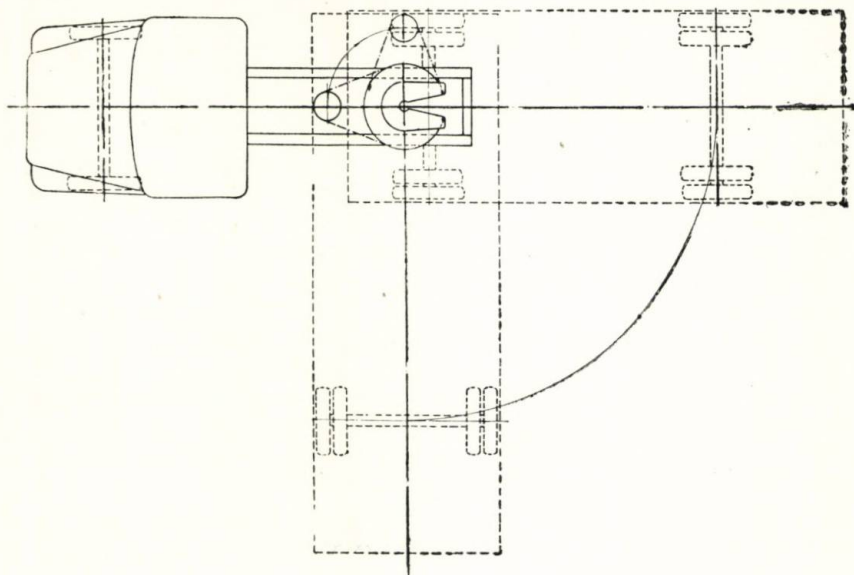


Fig. 2. Schema rotirii semiremorcii în plan orizontal față de autotractor

autotractor în momentul frînării autotrenului în orice poziție unghiulară a acestuia, să nu producă o diminuare a manevrabilității autotrenului, defectarea lor să nu afecteze posibilitatea deplasării în continuare a autotrenului, acționarea lor să se facă simultan de la sistemul de acționare al frinelor (hidraulic sau pneumatic), montarea sau adaptarea lor pe autotrenuri să nu necesite modificări constructive esențiale la autotractor, semiremorcă sau la dispozitivul de cuplare (șa), să permită cuplarea și decuplarea semiremorcii de autotractor în timp cât mai scurt, să prezinte siguranță în exploatare și să aibă o întreținere ușoară, iar prețul de cost să fie redus în așa fel încît montarea lor pe autotrenuri să fie avantajoasă din punct de vedere al măririi stabilității de frînare și din punct de vedere economic.

În continuare sînt prezentate cîteva soluții de dispozitive anti-frîngere, preconizate de autori, care se pot monta sau adapta pe autotrenurile de construcție românească sau străine și care îndeplinesc în mare măsură cerințele enumerate mai sus.

O primă soluție este prezentată în figura 3. Pe plasa superioară a șei 1, la exterior, se montează prin sudură, nituri sau șuruburi, sau se execută dintr-o bucată cu aceasta în fabricație, ghidajul de formă circulară 2 cu centrul în axul de rotire al semiremorcii 0, pe care se înfășoară,

respectiv se desfășoară, lanțul Gall 3, aflat în angrenare cu roata de lanț 4 montată pe tamburul de frână 5. Pentru a asigura o cinematică corectă a dispozitivului, în orice poziție unghiulară a semiremorcii față de autotractor, capetele lanțului se montează articulat, prin intermediul unor dis-

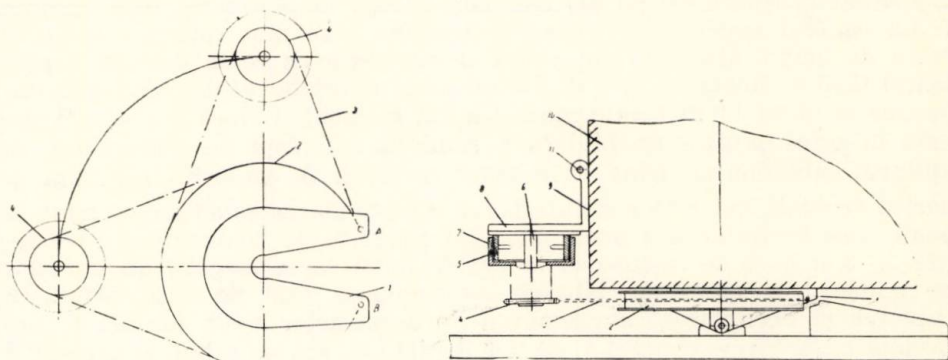


Figura 3. Dispozitiv antifringere cu lanț Gall și frână cu saboți acționată pneumatic

pozitive de întindere, în punctele de tangență A și B obținute prin rotire, stînga sau dreapta, cu 90° a semiremorcii față de autotractor. Tamburul de frână 5 este montat pe axul 6 prin intermediul a doi rulmenți și poate fi frînat în orice poziție unghiulară cu ajutorul saboților 7, căptușiți la exterior cu material de fricțiune și articulați de discul fix 8. Acționarea saboților poate fi hidraulică sau pneumatică. Ansamblul format din roata de lanț 4, tamburul 5, axul 6, saboții de frână 7 și placa 8, se montează pe suportul 9, montat la rîndul lui articulat față de semiremorca 10 prin bolțul 11. La cuplarea și decuplarea semiremorcii de autotractor se demontează un capăt al lanțului Gall și se desfășoară de pe roata de lanț 4, iar suportul 9 va fi rotit și fixat pe semiremorcă într-o poziție convenabilă acestui scop.

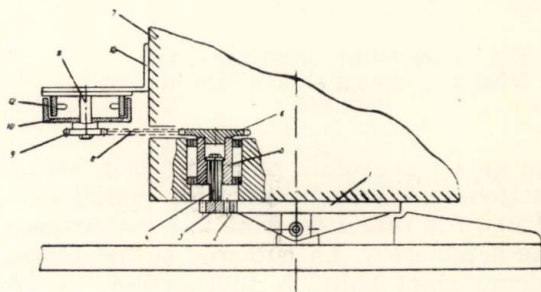


Fig. 4. Dispozitiv antifringere cu angrenare dințată și frână cu saboți acționată pneumatic.

În figura 4 este arătat schematic un dispozitiv antifringere care folosește angrenarea dințată dintre două elemente. Pe placa superioară a șei 1, la exterior, se montează sau se execută dintr-o bucată cu aceasta,

coroana dințată 2 a cărei lungime corespunde unui unghi de circa 200° împărțit simetric față de axa longitudinală de simetrie a autotractorului. Roata dințată 3, aflată în angrenare permanentă cu coroana 2, se montează pe arborele canelat 4 care se poate deplasa axial pe arborele tubular 5, montat la rîndul lui pe doi rulmenți radiali în platforma semiremorcii 7. La capătul superior al arborelui tubular 5 se montează cu șuruburi roata de lanț 6 aflată în angrenare permanentă cu roata de lanț 9 prin lanțul Gall 8. Roata de lanț 9 se montează pe tamburul de frînă 8 și împreună pe axul 11 prin intermediul a doi rulmenți radiali și poate fi frînată în orice poziție unghiulară a semiremorcii față de autotractor cu ajutorul saboților de frînă 12 montați articulat pe suportul 13, fixat pe partea frontală din față a semiremorcii 7. Acționarea saboților de frînă se poate face hidraulic sau pneumatic, iar raportul de transmitere între roțile 2—3 și 6—9 se calculează în așa fel încît să se asigure un moment de frînare corespunzător blocării semiremorcii față de autotractor. La cuplarea și decuplarea semiremorcii de autotractor roata dințată 3, împreună cu arborele canelat 4, se vor deplasa în sus pe arborele tubular 5, fixîndu-se într-o poziție convenabilă cu ajutorul unui clichet.

În figura 5 este prezentat un dispozitiv antifrîngere care permite blocarea semiremorcii față de autotractor în orice poziție unghiulară a acesteia, cu ajutorul unei frîne cu disc. La exteriorul plăcii superioare a șeii se montează prin sudură, sau se execută dintr-o bucată cu aceasta în fabricație, discul de frînă 2 ce poate fi frînat cu ajutorul sabotului 3, căptușit la interior cu material de fricțiune, acționat hidraulic sau pneumatic prin elementul de acționare 7, montat pe semiremorca 8 și prin

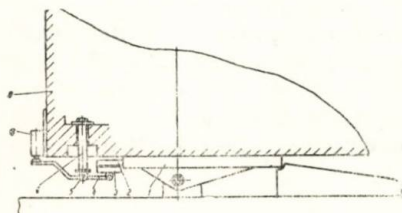


Fig. 5. Dispozitiv antifrîngere cu frînă disc simplă și acționare hidraulică

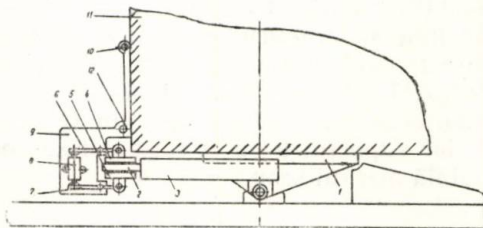


Fig. 6. Dispozitiv antifrîngere cu frînă disc dublă și acționare hidraulică

pirghia 4 articulată pe axul 6 prin bolțul 5. Raportul brațelor pîrghiei de acționare 4 se calculează din condiția realizării unui anumit moment de frînare la discul de frînă 2, cunoscîndu-se forța de apăsare a elementului de acționare 7. La cuplarea și decuplarea semiremorcii de autotractor se demontează bolțul 5, îndepărtîndu-se sabotul 3 și pîrghia 4, iar axul 6 se va deplasa în sus și fixa într-o poziție convenabilă cu ajutorul unui clichet.

Pentru mărirea momentului de frînare necesar blocării semiremorcii față de autotractor se poate folosi o frînă cu disc cu doi saboți, cu

acționare hidraulică sau pneumatică (figura 6). Pe placa superioară a șeii 1, la exterior, se montează discul de frână 2 prin intermediul suportului 3, ce poate fi frânat cu ajutorul saboților de frână 4 și 5 căptușiți la exterior cu material de fricțiune, acționați de elementul de acționare 8 prin intermediul pîrghiilor 6 și 7. Suportul roților 9, pe care se montează elementul de acționare 8, este articulat pe partea frontală a semiremorcii 11 prin bolțul 10 și se fixează în poziție de lucru cu ajutorul bolțului 12. Raportul brațelor pîrghiilor 6 și 7 se calculează din condiția realizării unui anumit moment de frînare necesar blocării semiremorcii față de autotractor și cunoscînd forța de apăsare dezvoltată de elementul de acționare 8. La cuplarea și decuplarea semiremorcii de autotractor se scoate bolțul 12, iar suportul 9 împreună cu elementul de acționare 8, pîrghiile 6 și 7 și saboții 4 și 5, se va roti în jurul bolțului 10 și fixa într-o poziție corespunzătoare cu ajutorul unui clichet.

Utilizarea unor asemenea dispozitive de antifrîngere la autotrenurile noastre nu prezintă complicații din punct de vedere constructiv, iar cheltuielile suplimentare nu prea mari, sînt justificate de mărirea stabilității și de creșterea siguranței circulației, în condițiile realizării unor viteze medii de exploatare mai mari.

Bibliografie

- [1]. N. SEITZ: *Studiul stabilității autotrenurilor la frînare cu aplicație la autocamioanele și remorcile de producție românească*. Teză de doctorat, București, 1969.
- [2]. E. IONESCU: *Contribuții la studiul manevrabilității și stabilității autotrenurilor cu semiremorci la deplasarea în curbe*. Teză de doctorat, Brașov, 1970.
- [3]. I. H. ZAKIN: *Prikladnaia teoria dvijenia avtopoezda*. Transport, Moskva, 1967.



STUDIUL EXPERIMENTAL AL PARAMETRILOR CARE INFLUENȚEAZĂ STABILITATEA AUTOTRENURILOR LA FRÎNARE

NICOLAE SEITZ

Lucrarea cuprinde rezultatele unor încercări experimentale asupra stabilității la frînare a autotrenului format din autotractorul SR-115 și semiremorca SRP-8. Se prezintă evoluția parametrilor care caracterizează această stabilitate în diverse condiții de circulație.

In der Arbeit werden die Messergebnisse der Bremsfahrstabilitätsversuche, die auf einem Lastzug, bestehend aus dem Sattelschlepper SR-115 und dem Sattelanhänger SRP-8, dargestellt. Es werden die Parameterverläufe, die diese Stabilität kennzeichnen, in verschiedenen Verkehrsbedingungen dargestellt.

Cercetările teoretice efectuate de autor asupra autotrenurilor cu semiremorcă [1] au permis obținerea unor concluzii importante privind stabilitatea mișcării autotrenurilor în timpul procesului de frînare. Astfel aprecierea stabilității mișcării poate fi făcută prin urmărirea variației vitezelor unghiulare a elementelor autotrenului, în jurul unui ax perpendicular pe cale și variației vitezei de deplasare. Mișcarea autotrenului frînat poate fi caracterizată printr-o viteză de deplasare critică sub care mișcarea devine stabilă. Prin corelarea vitezelor unghiulare ale elementelor autotrenului stabilitatea poate fi îmbunătățită.

Încercările experimentale efectuate au avut drept scop determinarea experimentală a vitezei critice în diferite condiții. În acest scop s-a folosit un autotren format din autotractorul SR-115 și semiremorca SRP-8.

Pentru înregistrarea datelor s-a folosit o instalație de măsurare care a permis înregistrarea principalelor mărimi care definesc stabilitatea mișcării la frînare [2]. În figura 1 se prezintă trei secțiuni din oscilogrammele obținute. Ele corespund cu trei frînări complete ale autotrenului de la diferite viteze inițiale pe un drum acoperit cu asfalt uscat. Pe oscilograme apare viteza de deplasare V ; timpul t presiunea din sistemul de frînare al semiremorcii p_2 și vitezele unghiulare ale autotractorului ω_1 și al semiremorcii ω_2 în jurul unui ax perpendicular pe cale.

Programul de încercări a cuprins frînări ale autotrenului de la diferite viteze inițiale pe asfalt uscat la sarcini utile de 4,6 și 8 tf. În

cazul încărcăturii de 4 tf s-au efectuat frînări cu autotrenul echipat cu un stabilizator [1] și frînări cu autotrenul avînd o stare tehnică necorespunzătoare.

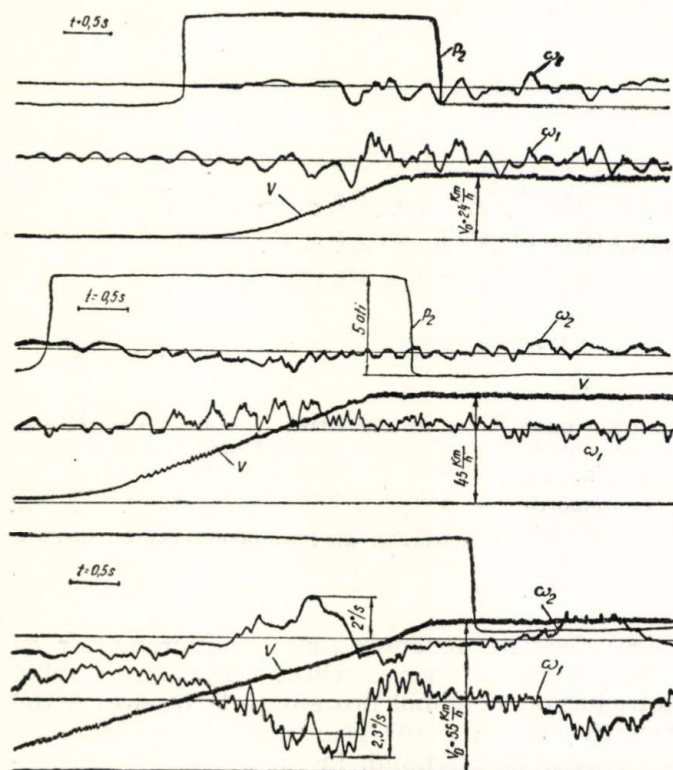


Fig. 1. Oscillograme obținute la încercările pe cale.

În urma acestor încercări s-a putut construi pe baza oscilogramelor diagrama experimentală a caracteristicii mișcării stabile pentru autotrenul menționat. De asemenea s-au urmărit modificările care survin în diferite condiții de deplasare în evoluția parametrilor care definesc stabilitatea.

Datorită cuplului mecanic intim care există între autotractor și semi-remorcă, acestea se excită reciproc la oscilații a căror amplitudine maximă variază cu viteza. În urma prelucrării datelor înregistrate s-a obținut diagrama reprezentată în figura 2. Din această figură re-

zultă faptul că într-un anumit domeniu al vitezei de deplasare, vitezele unghiulare de oscilație pot fi considerate constante. La o anumită viteză amplitudinea începe să crească sensibil fapt ce arată existența unei viteze critice caracteristică autotrenului respectiv. În funcție de așezarea zonelor amplitudinilor maxime se observă că mărimea acestora scade pe măsură ce scade și sarcina utilă, fapt ce arată că la valori mai mici ale raportului dintre momentele de inerție ale elementelor autotrenului gradul de amortizare este mai mare fapt ce este în concordanță cu calculele teoretice efectuate [1] și cu concluziile rezultate în lucrările lui Hales și Jindra [3] [4]. În ceea ce privește valorile maxime ale amplitudinilor oscilației acestea sînt în medie de 0,7 grd/sec la autotrenul încărcat, față de 0,3... 0,4 grd/sec la autotrenul semiîncărcat. În cazul autotrenului încărcat viteza critică astfel stabilită este de cca 52 Km/h cu tendințe de creștere odată cu scăderea greutateii totale a autotrenului.

Pentru a compara rezultatele obținute pe cale teoretică cu cele experimentale s-a construit figura 3 care conține curba vitezelor critice în funcție de sarcina utilă și în funcție de decelerația medie a autotrenului. Se observă o oarecare abatere a valorilor teoretice de cele experimentale. Calitativ însă există o concordanță destul de bună. Abaterile valorice sînt justificate prin faptul că datorită lipsei unor instalații corespunzătoare, o serie de parametri care au intrat în calculul teoretic au fost luați din bibliografie sau calculați. Este cazul momentelor de inerție ale semiremorci, caracteristica anvelopelor, unele simplificări de calcul, ca neglijarea influenței suspensiei precum și a ipotezei unei repartiții uniforme a forțelor laterale

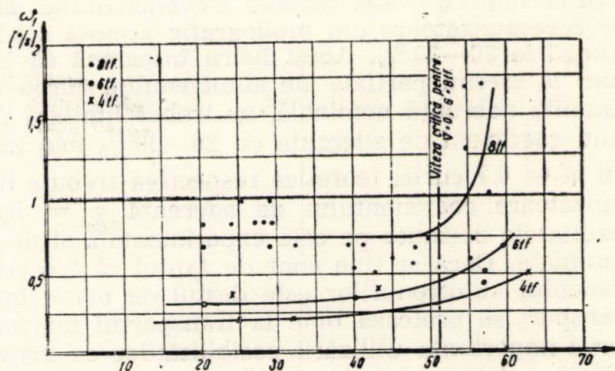


Fig. 2. Viteza unghiulară a autotractorului măsurată pentru diferite sarcini utile la deplasări cu viteze constante.

pe pneurile aceleiași punți. Aceste simplificări, necesare de altfel, au idealizat evident rezultatele cercetării teoretice. Cu toate acestea trebuie remarcat faptul că trasind curba experimentală prin media valorilor obținute diferența este de cca 5—12% ceea ce este acceptabil în aceste condiții. În mod normal intervin în exploatare încă o mare diversitate de factori care fac ca cîmpul de împrăștiere să fie și mai mare. O abatere mai mare a curbei experimentale de cea teoretică se observă în

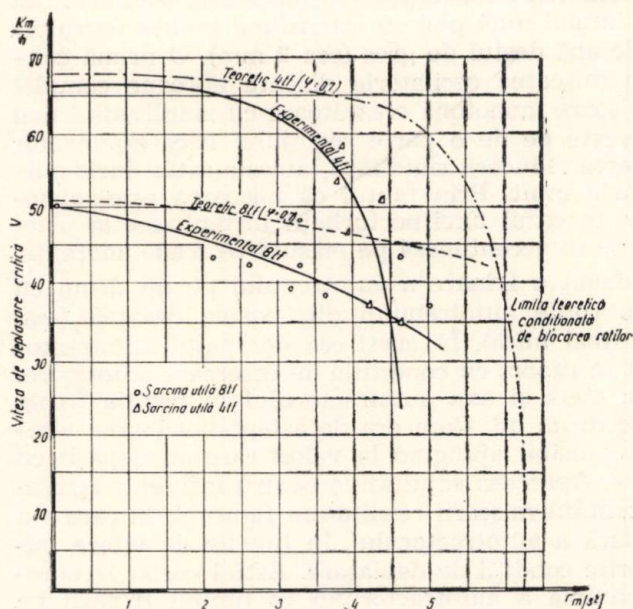


Fig. 3. Variația vitezei critice în funcție de decelerație sarcina utilă 8 tf.

domeniul autotrenului semiîncărcat. Acest lucru este justificat prin faptul că la aceeași intensitate de frînare vitezele critice sînt la valori mai mari fapt ce implică o scădere a coeficientului de aderență φ . Totodată în zona decelerațiilor mari datorită coeficientului de utilizare ridicat al aderenței (peste 0,95 la unele punți) pneurile lucrează aproape de patinare totală ceea ce implică o altă scădere a coeficientului de aderență. Pe baza datelor corespunzătoare din bibliografie această scădere a aderenței poate să ajungă la 20—30 %. Acest lucru înseamnă că în domeniul decelerațiilor mari la sarcini parțiale ale autotrenului, curba vitezelor critice pentru o anumită aderență nominală, ar trebui limitată de curba corespunzătoare unui coeficient de aderență cu 20—30 % mai mic. În cazul de față pentru $\varphi = 0,7$ curba teoretică respectivă trebuie limitată prin curba corespunzătoare coeficientului de aderență $\varphi = 0,5$. Prin această operație rezultatele obținute pe cale experimentală și pe cale teoretică sînt foarte apropiate. Dacă se ține cont de faptul că frecvența sarcinilor parțiale în domeniul autotrenurilor este destul de mare, întrucît aceste mijloace de transport se pretează bine la transportul mărfurilor voluminoase se observă importanța utilizării posibilităților de mărire a zonei de stabilitate. Lărgirea domeniului de stabilitate se poate face în primul rînd îmbunătățind sistemul de frînare prin dispozitive de repartizare a forțelor de frînare în funcție de sarcinile statice sau dinamice și utilizarea dispozitivelor de autoblocare care mențin, coeficientul de utilizare al aderenței la valori subunitare.

Pentru a determina influența unui drum cu aderență scăzută asupra stabilității mișcării la frînarea autotrenului de încercare, s-au efectuat probe pe același drum în timpul unei ploii cu intensitate redusă (burniță). Pe șosea se afla un film de apă destul de gros (cca 2 mm). O primă concluzie constă în faptul că mișcarea oscilatorie dispare aproape complet transformîndu-se într-o mișcare monotonă crescătoare cu amplitudini mai mari. Acest lucru se datorește pe de o parte reglajului necorespunzător al frînelor iar pe de altă parte reducerii rigidității laterale astfel încît pulsația oscilațiilor scade foarte mult. Prin faptul că mișcarea este monotonă, se poate ajunge ușor în cazul unei perturbații instantanee la pierderea stabilității. Acest lucru se accentuează pe măsură ce scade aderența.

În același scop s-a făcut o frînare a autotrenului pe un drum cu două aderențe diferite pe roțile autotrenului din partea dreaptă (mai mare) și pe partea stîngă (mai mică). În acest caz derapajul autotractorului a crescut foarte mult în raport cu condițiile de încercare anterioare. Unghiul dintre direcția de mers și axa autotractorului în poziția finală ajungînd la aproape 25° pe drum ud. Cum era de așteptat valoarea vitezelor unghiulare a crescut sensibil ajungînd la valori care au depășit cu cca 150 % valorile obișnuite. Aprecieri cantitative pentru influența schimbării aderenței asupra stabilității mișcării rezultă din figura 4, în care s-a reprezentat viteza unghiulară a autotractorului, în funcție de viteza inițială a frînării pentru diferite condiții de deplasare. Astfel curba 1 reprezintă viteza unghiulară maximă a autotractorului în timpul frînării pe un drum acoperit cu asfalt uscat și frîne corect reglate. În cazul curbei 2 autotrenul a fost prevăzut cu un stabilizator. Prin curba 3 s-a reprezentat

variația vitezei unghiulare pe un drum cu asfalt ud. Se observă că la o viteză inițială de numai 40 km/h viteza unghiulară crește cu cca 50 % în timp ce coeficientul de aderență scade cu maximum 25 %.

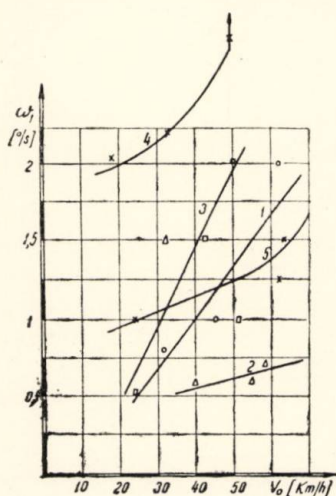


Fig. 4. Viteza inițială frînării.

1. Frîne normal reglate, asfalt uscat.
2. Idem cu stabilizator.
3. Frîne normal reglate, asfalt ud.
4. Frîne dereglate, asfalt uscat.
5. Idem cu stabilizator.

Variația vitezei unghiulare a tractorului în diverse condiții (sarcina utilă 4 tf.)

observă astfel că starea tehnică a autotrenului poate influența mult mai mult stabilitatea autotrenului decât schimbarea coeficientului de aderență în anumite limite sau variații relativ mari ale vitezei de deplasare. Totodată se arată și în acest caz avantajul pe care îl aduce un stabilizator care aduce vitezele unghiulare ale autotractorului la valorile limitate de curba 5.

Bibliografie

- [1]. SEITZ N.: *Studiul stabilității autotrenurilor la frinare cu aplicație la autocamioanele și remorcile de producție românească*. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1969.
- [2]. SEITZ, N.: *Metodica de încercare a autotrenurilor pentru aprecierea stabilității mișcării la frinare*. Referat susținut la catedra de autovehicule rutiere. Institutul politehnic București, 1969.
- [3]. JINDRA, F.: *Tractor und Semitrailer Handling*. Automobile Engineer
- [4]. HALES, F. D.: *The lateral stability of a simplified articulates vehicles*. Institut of Mechanics Engeneer, 1963.

CRITERII PENTRU APRECIEREA ȘI COMPARAREA DIFERITELOR FORME DE CAMERE DE ARDERE DIN PISTON PENTRU MOTOARELE DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ

TIBERIU NAGY

Forma camerei de ardere din piston la motoarele Diesel cu inecție directă are un rol deosebit la îmbunătățirea desfășurării procesului de ardere.

În lucrare se prezintă două criterii de bază pentru aprecierea și compararea diferitelor forme de camere de ardere și anume: criteriul aerodinamic și criteriul distribuției aerului în volumul camerei de ardere.

La forme de la chambre à combustion en piston, à pour les moteurs Diesel à injection directe une grande importance pour le déroulement du processus de combustion. Dans l'ouvrage l'auteur présente deux critères à apprécier et à comparer les différentes formes de chambres à combustion : le critérium aérodynamique et le critérium de la distribution de l'air la chambre à combustion.

Introducere

Desfășurarea în condiții optime a procesului de formare a amestecului și de ardere în motoarele Diesel cu inecție directă depinde în mare măsură de forma geometrică și constructivă a camerei de ardere.

Dezavantajul motoarelor Diesel cu camera de ardere în piston privind funcționarea mai aspră și sensibilitatea față de calitatea inecției și combustibilului se ameliorează în mare măsură prin mișcarea organizată a aerului care pătrunde în interiorul camerei de ardere. Acest ultim factor poate aduce o îmbunătățire sensibilă funcționării motorului Diesel cu camera de ardere în piston în direcția reducerii consumului de combustibil și atenuării mersului dur. Astfel criteriile principale de apreciere și de comparare a diferitelor forme de camere de ardere din piston se concretizează în următoarele două elemente :

- aprecierea și compararea camerelor de ardere prin criteriul aerodinamic ;
- aprecierea și compararea camerelor de ardere prin criteriul distribuției aerului în volumul ei.

1. Aprecierea și compararea camerelor de ardere prin criteriul aerodinamic

Mișcarea aerului din cilindrul motorului poate să fie organizată sau haotică, de turbulență. Mișcarea organizată a aerului se caracterizează prin faptul că masa de aer se deplasează într-o anumită direcție și sens în perioada afectată formării amestecului aer-combustibil și cu o viteză, care respectă o lege de variație bine definită funcție de timp pentru acest interval al ciclului de funcționare al motorului.

Mișcarea organizată a aerului din cilindrul motorului poate să fie de trei feluri: o mișcare de rotație în jurul axului cilindrului, o mișcare radială centripetă și o mișcare în direcția axului cilindrului. Corelarea valorică între intensitățile acestor mișcări poate constitui un element hotărâtor în controlul procesului de formare a amestecului și de ardere la diferite forme de camere de ardere din piston la motoarele Diesel cu injecție directă. În continuare se prezintă expresiile analitice a acestor trei criterii aerodinamice privind mișcarea aerului în diferite forme de camere de ardere din piston.

1.1. Criteriul aerodinamic privind mișcarea aerului în jurul axului cilindrului.

Scriind egalitatea între momentul cantității de mișcare a aerului care trece prin canalul de admisie și momentul cantității de mișcare a aerului din interiorul cilindrului pentru un anumit moment al cursei de compresie, în virtutea principiului de conservare al momentului cantității de mișcare [1] rezultă:

$$0,04 \mu_s \beta \rho_{a_0} r_p \frac{V_h}{f_m} \omega \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \cos \varphi = \rho_{a\alpha} \omega_{a\alpha} \left[\frac{\pi \left(\frac{S}{2} A + S \right)}{32} + I_k \right] \quad (1)$$

- β — este unghiul de înfășurare a porțiunii de spirală din canal;
- μ_s — coeficientul de debit al canalului de admisie;
- ρ_{a_0} — densitatea aerului în timpul admisiei;
- r_p — raza de curbura a peretelui lateral al canalului;
- V_h — volumul util al unui cilindru;
- f_m — aria secțiunii medii de trecere a aerului prin canal;
- ω — viteza unghiulară a arborelui motor;
- $\lambda = \frac{r}{l}$ — raportul între raza manivelei și lungimea bielei;
- φ — unghiul de înclinare a axei canalului de admisie față de planul orizontal;
- $\rho_{a\alpha}$ — densitatea aerului comprimat;

- $\omega_a \alpha$ — viteza unghiulară a vârtejului de aer din cilindrul motorului;
 S — cursa pistonului;
 D — diametrul cilindrului;
 — jocul deasupra pistonului la p.m.i.;
 I_k — momentul de inerție geometric al camerei de ardere din piston.

Din ecuația (1) se exprimă raportul între viteza unghiulară a aerului și viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului, denumit raportul de vârtej.

$$\frac{\omega_a \alpha}{\omega} = 0,04 \beta \mu_s r_p \frac{V_h^2}{l_m} \frac{2 + A(\varepsilon - 1)}{2\varepsilon} \frac{\cos \varphi}{\frac{\pi D^4 S \left(\frac{\Lambda}{2} + \frac{\delta}{S} \right)}{6} + I_k} \quad (2)$$

unde $A = 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha$ — funcția trigonometrică a deplasării pistonului,

ε — raport de comprimare.

La p.m.i. cînd $A = 0$ se obține

$$\frac{\omega_{ai}}{\omega} = 0,04 \beta \mu_s r_p \frac{V_h^2}{f_m \varepsilon} \frac{1 + \frac{\lambda}{4}}{\frac{\pi D^4 S}{16} + I_k} \cos \varphi \quad (3)$$

Din relația (3) rezultă că influența formei camerei de ardere asupra intensității vârtejului de aer se materializează prin valoarea momentului de inerție geometric, I_k al camerei de ardere situat în piston. Cu scăderea lui I_k , deci prin realizarea unor camere de ardere compacte, crește valoarea raportului de vârtej, fără să fie schimbată forma canalului de admisie, adică β , μ_s , r_p și f_m rămîn constante.

În figura 1 se prezintă principalele forme de camere de ardere din piston utilizate de motoarele Diesel cu injecție directă.

1.2. Criteriul aerodinamic privind mișcarea radială centripetă a aerului

Cauza principală a deplasării masei de aer în procesul de comprimare spre axul cilindrului este diferența vitezelor de reducere a volumelor aflate deasupra umărului pistonului, respectiv camerei de ardere din piston. Utilizînd relația stabilită de autor în lucrarea [2] se obține următoarea formă analitică pentru criteriul aerodinamic privind mișcarea radială centripetă a aerului.

$$\frac{W_{r\alpha}}{W_{p_m}} = \frac{\pi}{2} \frac{D}{S} \frac{1 - a^2}{a} \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} - \frac{\delta}{S} \right) \varphi(\alpha) \quad (4)$$

$$\text{unde } \varphi(\alpha) = \frac{|B|}{\left(\Lambda + \frac{2\delta}{S} \right) \left(\Lambda + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right)};$$

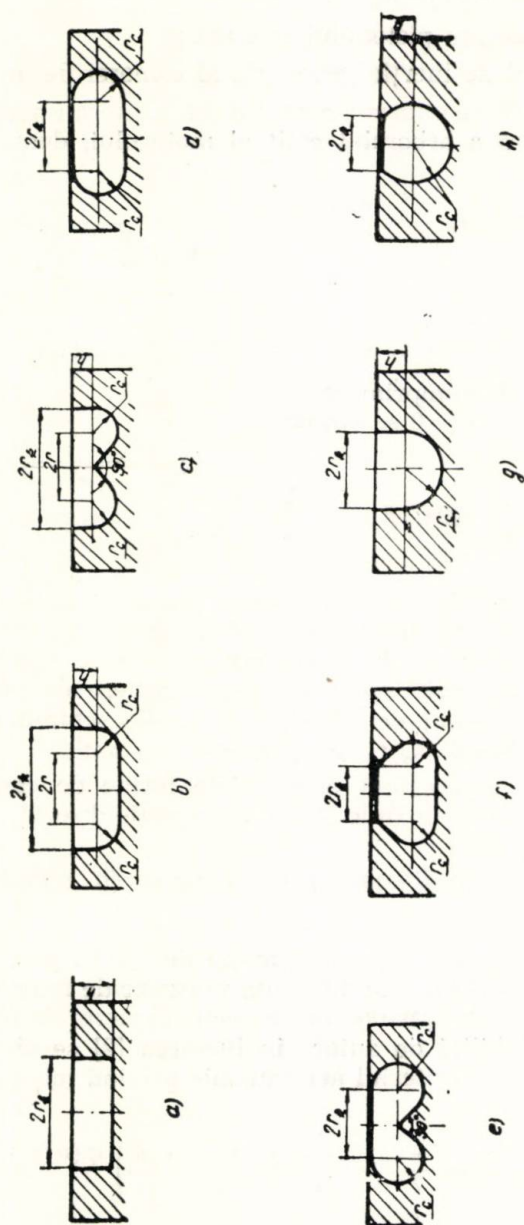


Fig 1

$B = \sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ — funcția trigonometrică a vitezei pistonului;

$a = \frac{d}{D}$ — raportul între diametrul camerei de ardere d și diametrul cilindrului D ;

W_{pm} — viteza medie de piston.

Forma camerei de ardere din piston influențează asupra intensității mișcării radiale centripetă a aerului prin raportul „ a ” adică cu cât avem camere de ardere cu diametrul mai mic sau mult gătit cu atât crește mai mult raportul vitezelor $\frac{W_{r\alpha}}{W_{pm}}$. Astfel și în acest caz se evidențiază avantajul camerelor de ardere compacte.

1.3. Criteriul aerodinamic privind mișcarea axială a aerului

Mișcarea axială a aerului la sfârșitul compresiei este generată de deplasarea aerului de deasupra umărului pistonului în interiorul camerei de ardere din piston. Se scrie, astfel ecuația continuității :

$$\frac{V_k}{V_{c\alpha}} dV_{aer} = \mu_k W_{a\alpha} \frac{\pi d^2}{4} d\tau, \quad (5)$$

unde : V_k — volumul camerei de ardere din piston;

$V_{c\alpha}$ — volumul total deasupra cupei pistonului;

μ_k — coeficientul de debit la gâtul camerei de ardere;

$W_{a\alpha}$ — viteza axială momentană a aerului.

Viteza axială a aerului va fi :

$$W_{a\alpha} = \frac{1}{\mu_k} \frac{1}{\frac{\pi d^2}{4}} \frac{V_k}{V_{c\alpha}} \frac{dV_{aer}}{d\tau} \quad (6)$$

Scriind relațiile dezvoltate pentru V_k , $V_{c\alpha}$ și $\frac{dV_{aer}}{d\alpha}$ [2], se obține în final :

$$W_{a\alpha} = \frac{\pi n}{60\mu_k} S \frac{1-a^2}{a^2} \frac{\left(1 - \frac{\frac{\Lambda}{2} + \frac{\delta}{S}}{\frac{\Lambda}{2} + \frac{1}{\alpha-1}}\right)^2}{1 - \frac{\frac{\Lambda}{2} + \frac{\delta}{S}}{\frac{\Lambda}{2} + \frac{1}{\epsilon-1}} (1-a^2)} B \quad (7)$$

Pentru simplificarea scrierii relației (7) se notează cu :

$$\Phi = \frac{\frac{\Lambda}{2} + \frac{\delta}{S}}{\frac{\Lambda}{2} + \frac{1}{\epsilon-1}}$$

și astfel se poate scrie

$$W_{a\alpha} = \frac{\pi n}{60 \mu_k} S \frac{1-a^2}{a^2} \frac{(1-\Phi)^2}{1-(1-a^2)\Phi} B \quad (8)$$

Pentru a obține o formă adimensională pentru relația (8) se introduce în locul turației n viteza medie de piston W_{pm} și astfel ecuația devine

$$\frac{W_{a\alpha}}{W_{pm}} = \frac{\pi}{2 \mu_k} \frac{1-a^2}{a^2} \frac{(1-\Phi)^2}{1-(1-a^2)\Phi} B \quad (9)$$

Forma camerei de ardere influențează asupra intensității mișcării axiale a aerului tot prin raportul „ a ”, dar mult mai accentuat deoarece se află la numitor la puterea a doua și în două poziții, de asemenea și datorită micșorării lui μ_k când „ a ” scade.

Pentru a ilustra utilitatea criteriilor aerodinamice în aprecierea diferitelor forme de camere de ardere în fig. 2 se prezintă variația lui

$\frac{\omega_{ai}}{\omega}$, $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ și $\frac{W_{a\alpha}}{W_{pm}}$ la formele de camere de ardere prezentate în figura 1,

deduse pentru datele constructive ale motorului D-103. În acest caz s-a menținut constant la fiecare formă de cameră de ardere volumul ei ($V_h = 67,5 \text{ cm}^3$) și adîncimea maximă ($h_{max} = 2,4 \text{ cm}$). În acest caz se evidențiază că $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$ variază neînsemnat, iar criteriile hotărîtoare rămîn la aprecierea camerelor de ardere raporturile $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ și $\frac{W_{a\alpha}}{W_{pm}}$. Din acest punct de vedere camerele de ardere cele mai avantajoase sînt formele d, e, și f.

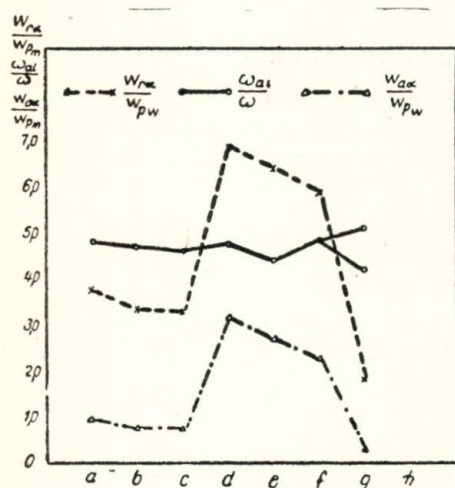


Fig. 2. Forma camerei de ardere.

lum al camerei de ardere (adică $V_h = 67,5 \text{ cm}^3$), ce în mod implicit a redus și diametrul gîturii la intrare în cameră. În figura 3 se observă o creștere însemnată a intensității mișcării aerului în toate direcțiile. În acest caz forma de cameră de ardere cea mai indicată este f, unde $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$

crește cu 20%, $\frac{W_{a\alpha}}{W_{pm}}$ de 2,1 ori, iar $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ de 4,3 ori față de situația când h_{max} era constant (fig. 2), iar față de forma camerei de ardere c, cu care

este echipat motorul D-103 creșterile sînt următoarele : $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$ cu 250%, $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ de 3,7 ori și $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ de 13,3 ori. Valoarea cea mai ridicată pentru $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$ se obține la forma h (crește cu 500%), iar $\frac{W_{ra}}{W_{pm}}$ crește de 2,3 ori, și $\frac{W_{a\alpha}}{W_{pm}}$ cu 5,5 ori față de forma c.

2. Aprecierea și compararea cameralor de ardere prin criteriul de distribuție a aerului în volumul ei

La motoarele Diesel cu injecție directă cu injectorul așezat în centrul camerei de ardere o însemnătate deosebită are distribuția aerului în volumul camerei de ardere. Ținînd cont, că aprinderea amestecului aer-combustibil are loc aproximativ în momentul cînd vîrfurile jetului atinge pereții camerei de ardere și forma jetului este conică, la vîrf semisferic (formă de măciucă), forma ideală de cameră de ardere este, la care se obține și volumul maxim de aer în zona de trecere a formei jetului de la con la semisferic. Această zonă reprezintă aproximativ 0,70 ÷ 0,80 din lungimea sa maximă față de orificiul de pulverizare. De asemenea, după formarea primelor zone de ardere, datorită energiei cinetice pe care o posedă jetul de combustibil încă se deplasează spre pereți și se aglomerează în zonele apropiate de peretele camerei de ardere, dar cea mai mare parte nu se depune pe ea, ci se amestecă cu aerul existent în acea zonă și se arde. De aici rezultă că forma de cameră de ardere cea mai ideală este aceea la care distribuția cantității maxime de aer se face la distanța de (0,7 ÷ 0,8) r_{max} de centrul camerei.

În lucrările [3] și [4] se propune în calitate de criteriu de comparație privind distribuția aerului în camera de ardere derivata volumului ei funcție de raza sa, adică :

$$\frac{dV_x}{dr} = A(r) \quad (10)$$

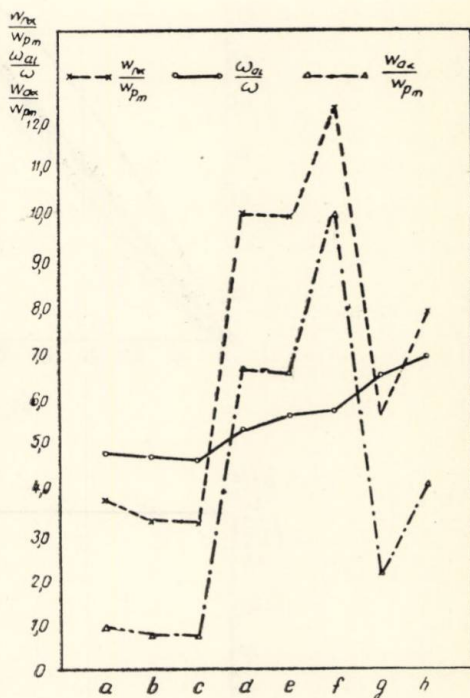


Fig. 3. Forma camerei de ardere.

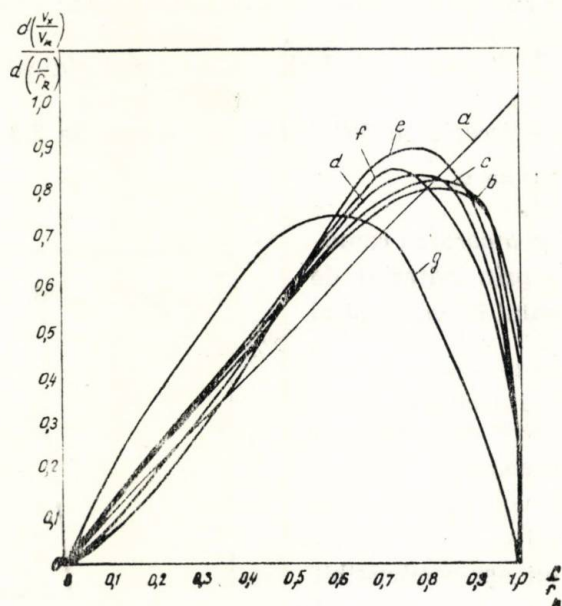


Fig. 4

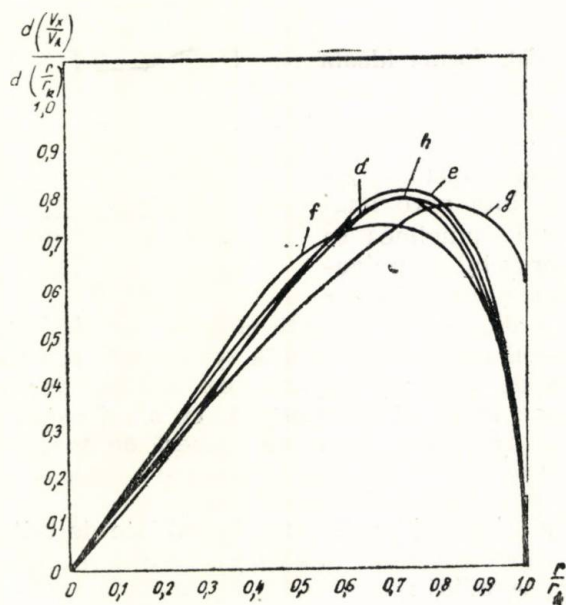


Fig. 5

sau pentru a obține o formă adimensională

$$\frac{d\left(\frac{V_x}{V_h}\right)}{d\left(\frac{r}{r_k}\right)} = A' \left(\frac{r}{r_k}\right) \quad (11)$$

În figura 4 se prezintă curbele de variație pentru $d\left(\frac{V_x}{V_k}\right)/d\left(\frac{r}{r_k}\right)$ funcție de $\frac{r}{r_k}$ la formele de camere de ardere prezentate în figura 1, la care adîncimea este constantă ($h_{\max} = 2,4$ cm). În acest caz cel mai avantajos se prezintă tot camerele de forma d, e și f ca și în cazul criteriului aerodinamic. În figura 5 se prezintă aceleași curbe, dar pentru camerele cu adîncime mare. Se evidențiază ca optime îndeosebi camerele de ardere de forma d, e și h, la care maximele sînt grupate în jurul valorii de 0,75.

Concluzii

Utilizînd criteriile aerodinamice și de distribuția aerului în volumul camerei se poate forma o idee precisă asupra calităților diferitelor forme de camere de ardere în privința formării amestecului și arderii.

Cele mai bune forme de camere de ardere sînt f, e, d și h, cu adîncime mare, la care se obțin cele mai optime valori pentru criteriile mai sus-menționate.

Bibliografie

- [1]. NAGY, T.: *Influența intensității mișcării organizate a aerului din cilindru motorului Diesel cu camera de ardere în piston asupra procesului de ardere*. Comunicare la „Conferința de motoare cu ardere internă” 1970, București.
- [2]. NAGY, T.: *Studiul caracteristicilor aerodinamice ale camerei de ardere la motorul D-103*. În Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. X, seria A, 1968.
- [3]. EISFELD, FR.: *Die Beeinflussung der Kraftstoffverteilung im Brennraum eines Dieselmotors durch eine gesteuerte Luftbewegung*. În M.T.Z. nr. 10, 1963.
- [4]. MINAEV, N. I.: *Nekotorie osobennosti smeseobrazovania i konstrukcii kamer sgorania dizelei*. În „Avtomobilnaia promišlenosti”, nr. 9, 1968.



INFLUENȚA REGIMULUI REAL DE RĂCIRE AL AMORTIZOARELOR TELESCOPICE ASUPRA REZULTATELOR ÎNCERCĂRII ACESTORA ÎN CONDIȚII DE LABORATOR

I. DRĂGHICI, N. VEȘTEMEANU

În lucrare se prezintă rezultatele studiului privind influența regimului real de răcire al amortizoarelor telescopice asupra datelor obținute la încercarea acestora în condiții de laborator.

Se dau indicații privind alegerea regimului de răcire a amortizoarelor hidraulice telescopice, în timpul încercărilor de laborator ale acestora.

In der Arbeit werden die Forschungsergebnisse betreffend den Einfluss des realen Kühlprozesses der Teleskop-Stossdämpfer auf die Versuchsmessungen unter Laborbedingungen erhaltenen Daten.

Es werden Richtlinien zwecks Wahl der Kühlbedingungen der hydraulischen Teleskop-Stossdämpfer während der Labortechnischen Versuchen gegeben.

Regimul termic al amortizoarelor constituie unul din factorii importanți care determină capacitatea de funcționare și durabilitatea acestora în condiții de exploatare. Datorită fenomenelor deosebit de complexe care au loc la funcționarea amortizoarelor, și în special la încălzirea acestora în timpul funcționării, influența regimului termic asupra eficacității de amortizare a vibrațiilor suspensiei poate fi cercetată numai pe cale experimentală [5].

Este de dorit ca cercetarea experimentală laborioasă să se efectueze în condiții de laborator, asigurându-se reproducerea — pe cât posibil mai fidel — a condițiilor reale de funcționare ale amortizoarelor telescopice.

Pentru modelarea condițiilor reale de funcționare a amortizoarelor pe automobil, este necesar ca, în timpul încercărilor de laborator, acestea să fie răcite cu un curent de aer. Viteza curentului de aer de răcire, la încercările de laborator, trebuie să corespundă vitezei curentului de aer care spală amortizorul montat în suspensie. Aceasta, la rîndul ei, depinde de viteza de circulație a automobilului, pe diferite categorii de drumuri.

Acest aspect, al problemei încercării amortizoarelor hidraulice telescopice, este tratat pentru prima dată în [2], ceilalți autori [5, 7] ne preocupîndu-se de modelarea condițiilor reale de funcționare ale amorti-

zoarelor. În [1], apărută la sfîrșitul anului 1969, se relevă influența răcirii amortizorului cu un curent de aer asupra valorii maxime a temperaturii acestuia, studiul nefiind însă dus pînă la capăt.

1. Regimul real de răcire al amortizoarelor, în condiții de exploatare

Viteza curentului de aer, care răcește (spală) amortizorul montat în suspensia autovehiculului, s-a măsurat — în diferite puncte — cu ajutorul termooanemometrelor electrice. Principiul de funcționare al acestora este următorul [6]: temperatura unui fir rezistiv, încălzit electric și plasat în curentul de aer, se stabilizează la o valoare care depinde de căldura cedată aerului prin convecție și deci și de viteza acestuia.

Aparatul de măsurare a vitezei curentului de aer s-a construit pe principiul încălzirii termorezistenței cu un curent constant. Astfel, temperatura firului depinde numai de viteza aerului, cu condiția ca toți ceilalți parametri, care determină transferul de căldură, să nu se modifice. Schema principală a aparatului este redată în figura 1 [2]. Termorezis-

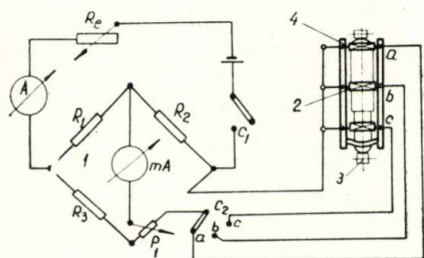


Fig. 1. Schema principală a aparatului de măsurare a vitezei curentului de aer

tențele 2 sînt conectate la puntea 1 prin intermediul comutatorului C_2 , care asigură cuplarea succesivă a acestora în circuitul punții. Reglarea miliampermetrului „mA” la poziția de zero se face cu ajutorul potențiometrului p_1 . Cînd termorezistențele nu sînt în contact cu curentul de aer, miliampermetrul „mA” este în poziția de zero. Introducînd termooanemometrul într-un curent de aer și citind indicațiile miliampermetrului, se poate stabili — cu ajutorul curbei de etalonare — viteza respectivă a curentului de aer.

Aparatul s-a etalonat cu un dispozitiv special, care a fost format dintr-un tub la capătul căruia era montat un ventilator cu turație variabilă iar la celălalt capăt — sonda termooanemometrului. Viteza curentului de aer s-a măsurat cu un anemometru cu cupe.

Pentru a stabili influența temperaturii curentului de aer asupra indicațiilor aparatului, s-a folosit o rezistență electrică pentru încălzirea curentului de aer, măsurîndu-se totodată și temperatura acestuia. Rezultatele experiențelor au dus la concluzia că temperatura curentului de aer nu influențează asupra indicațiilor aparatului [2].

Viteza curentului de aer de spălare a amortizorului, s-a măsurat în trei puncte. Pentru aceasta, termorezistențele a, b și c (vezi figura 1), din sîrmă de nichelină de 0,25 mm, s-au montat într-un suport 4, fixat de amortizorul 3.

Măsurarea vitezei curentului de aer s-a efectuat pe două tipuri de automobile (la suspensia față): microbuz și autoutilitară. În figura 2 se prezintă unele rezultate ale acestor măsurări pentru amortizorul microbuzului, iar în figura 3 — pentru amortizorul autoutilitarei, punctele 1, 2 și 3 reprezentînd locurile de măsurare cu ajutorul termoanemometrelor

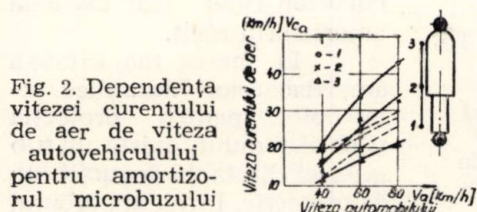


Fig. 2. Dependenta vitezei curentului de aer de viteza autovehiculului pentru amortizorul microbuzului

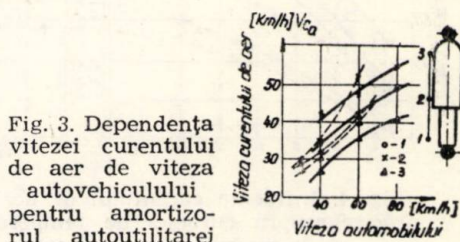


Fig. 3. Dependenta vitezei curentului de aer de viteza autovehiculului pentru amortizorul autoutilitarei

electrice [2]. În aceste figuri, curbele cu linie plină reprezintă măsurările efectuate în cazul circulației pe șosea asfaltată, iar curbele cu linie întreruptă — pe drum pavat, în figura 2 și pe drum de țară în figura 3. Viteza curentului de aer s-a determinat ca media a două citiri, ca urmare a circulației autovehiculului în ambele sensuri pe același tronson de drum.

Rezultatele măsurărilor [2] au arătat că viteza curentului de aer depinde de modul de amplasare a amortizorului în cadrul suspensiei ; de exemplu, la autoutilitară amortizorul este astfel amplasat încît permite accesul nemijlocit al aerului, pe cînd la microbuz, curentul de aer pătrunde cu oarecare greutate.

Analizînd curbele din figura 2 și 3, precum și datele din [2], se conchide că : viteza curentului de aer de spălare este mai mare la partea inferioară a amortizorului și scade spre capătul superior al acestuia ; viteza curentului de aer de spălare este mai mică decît viteza de deplasare a automobilului, fapt care trebuie luat în seamă la încercarea amortizoarelor în condiții de laborator.

2. Influența regimului de răcire asupra rezultatelor încercărilor amortizoarelor în condiții de laborator

Pentru a demonstra influența regimului de răcire asupra rezultatelor încercărilor, vom prezenta în cele ce urmează cîteva din datele obținute de noi la încercările termice ale unor amortizoare [2, 3, 4].

Astfel, în figura 4 se prezintă rezultatele măsurărilor pentru amortizorul Armstrong (fără tub de protecție); curbele a reprezintă încercările fără răcire, iar curbele b — încercările cu răcire artificială, cu viteza medie a curentului de aer $w = 13 \text{ m/s}$, numărul punctelor de pe curbe

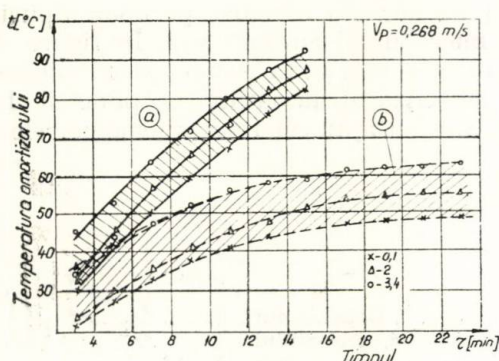


Fig. 4. Influența curentului de aer de răcire asupra curbelor de temperatură, la amortizorul Armstrong

corespunzând cu numărul termocuplei de pe suprafața exterioră a amortizorului (vezi schema de amplasare a termocuplelor din dreapta figurii). Se observă temperatura mult mai mare la amortizorul nerăcit, lățimea benzii curbelor fiind mai mare la amortizorul răcit.

La marea majoritate a amortizoarelor hidraulice telescopice, pentru protecția tijei pistonului, există un tub exterior din tablă denumit *tub de protecție*. Influența tubului de protecție asupra curbelor

de temperatură este redată în figura 5 și 6, pe exemplul amortizorului Fichtel-Sachs; curbele a corespund amortizorului fără tub, iar curbele b — amortizorului cu tub de protecție. În cazul amortizorului nerăcit (figura 5), existența tubului produce o lărgire a benzii curbelor de temperatură, în special prin micșorarea temperaturii părții superioare a suprafeții exterio-

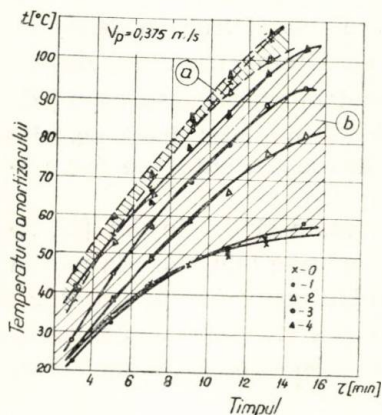


Fig. 5. Influența tubului de protecție asupra curbelor de temperatură la amortizorul Fichtel-Sachs (fără răcire)

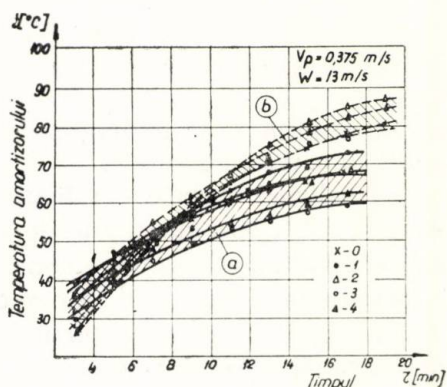


Fig. 6. Influența tubului de protecție asupra curbelor de temperatură la amortizorul Fichtel-Sachs (cu răcire artificială)

are a amortizorului. Aceasta, datorită faptului că tubul de protecție acționează ca un agent de răcire, producând un curent de aer. În schimb, în cazul amortizoarelor răcite (figura 6) — caz corespunzând realității —

exercită o influență negativă, deplasând banda curbelor de temperatură înspre valori mai mari, ceea ce este un indiciu al faptului că amortizoarele cu tub de protecție sînt răcite mai puțin de către curentul de aer care apare la deplasarea autovehiculului pe șosele.

Din cele expuse, se poate trage concluzia că ar fi necesară modificarea sistemului de protecție a tijei pistonului, existent în prezent la multe amortizoare.

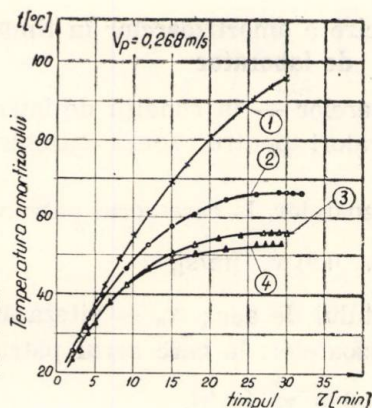


Fig. 7. Influența vitezei curentului de aer asupra temperaturii de regim, la amortizorul Fichtel Sachs.

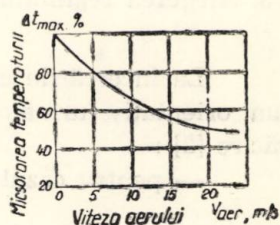


Fig. 8. Micșorarea temperaturii maxime a amortizorului în funcție de viteza curentului de aer de răcire

Temperatura amortizorului la care se ajunge în regim staționar de funcționare se numește *temperatură de regim* [2, 3]. Influența vitezei curentului de aer asupra temperaturii de regim se prezintă, pe exemplul amortizorului Fichtel-Sachs, în figura 7, care corespunde unui regim de încercare de $v_p = 0,268 \text{ m/s}$ *. În această figură curbele 1 corespund măsurărilor efectuate pe amortizorul nerăcit, iar curbele 2, 3 și 4 — pe amortizorul răcit cu un curent de aer cu $w = 8,13$ și respectiv 16 m/s .

Din analiza acestor curbe, se constată că temperatura de regim se micșorează pe măsură ce crește viteza curentului de aer de răcire.

Viteza curentului de aer de răcire are o influență însemnată asupra valorii maxime a temperaturii amortizorului. Acest lucru se poate vedea în figura 8, unde se prezintă micșorarea temperaturii maxime (în %) a amortizorului, în funcție de viteza curentului de aer de răcire.

În figura 9 s-a reprezentat variația forței de amortizare în funcție de timp, pentru amortizorul Fichtel-Sachs [2]; curbele 1 corespund măsurărilor efectuate la $v_p = 0,268 \text{ m/s}$, iar curbele 2 — la

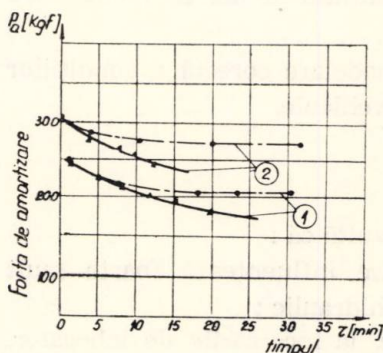


Fig. 9. Variația forței de amortizare în funcție de timp, la amortizorul Fichtel-Sachs

* Viteza relativă a pistonului.

$v_p = 0,375$ m/s. După cum se vede, influența existenței unui curent de aer de răcire (vezi curbele cu linie întreruptă) se manifestă prin atenuarea tendinței de micșorare a forței de amortizare în timp, comparativ cu cazul amortizorului nerăcit (vezi curbele cu linie plină). Această atenuare a tendinței de micșorare a forței de amortizare, se mărește odată cu creșterea vitezei curentului de aer de răcire [2].

3. Alegerea regimului de răcire a amortizoarelor în timpul încercărilor de laborator

La încercările amortizoarelor — în condiții de laborator — se pot lua orientativ următoarele valori pentru viteza curentului de aer de răcire [2] :

— pentru cazul amortizoarelor, la care aerul pătrunde cu ușurință:

$$v_{\text{aer}} = (0,5 \dots 0,9) v_a \text{ [m/s]}, \quad (1)$$

în care v_{aer} este viteza curentului de aer ; v_a — viteza autovehiculului ;

— pentru cazul amortizoarelor, la care aerul pătrunde mai greu :

$$v_{\text{aer}} = (0,3 \dots 0,6) v_a \text{ [m/s]}. \quad (2)$$

În relațiile (1) și (2), valorile mai mici ale intervalului corespund punctelor superioare ale amortizorului.

Prin urmare, la alegerea vitezei curentului de aer de răcire a amortizoarelor — în timpul încercărilor în laborator a acestora — trebuie să se țină seama de tipul autovehiculului (pentru care sînt destinate amortizoarele respective) și de viteza de exploatare a acestora ; apoi, conform relațiilor (1) sau (2) se determină viteza curentului de aer de răcire, care va fi folosită la încercări.

În acest fel, se va putea asigura o modelare corectă a condițiilor reale de funcționare a amortizoarelor pe autovehicule.

Concluzii

Din cele expuse în prezenta lucrare, rezultă că :

— viteza curentului de aer de răcire influențează foarte mult asupra temperaturii maxime a amortizorului hidraulic ;

— viteza curentului de aer de răcire, la încercările de laborator, trebuie să corespundă vitezei curentului de aer care spală amortizorul montat în suspensie ;

— viteza curentului de aer de spălare depinde de viteza autovehiculului și de modul de amplasare a amortizorului în suspensie.

Bibliografie

- [1]. DERBAREMDIKER, A. D.: *Ghidra-
vliceskie amortizatori avtomobilei*.
Moscova, Maşinostroenie, 1969.
- [2]. DRĂGHICI, I.: *Contribuţii la stu-
diul teoretic şi experimental al a-
mortizoarelor hidraulice telescopice
auto*. Teză de doctorat. Institutul
politehnic Braşov, 1968.
- [3]. DRĂGHICI, I.: *Der Wärmehaushalt
der hydraulischen Zweirohr-Stoss-
dämpfer*. A.T.Z., nr. 4, 1970, p.
125—130.
- [4]. DRĂGHICI, I. ş.a.: *Suspensii şi
amortizoare*. Bucureşti, Editura teh-
nică, 1970.
- [5]. KÖESSLER, P. şi BEERMANN, H.
J.: *Untersuchungen über die Er-
wärmung von Stossdämpfern im
Betrieb und deren Auswirkung*.
Z. VDI, 96, nr. 26, 1954.
- [6]. NICOLAU, TH. ş.a.: *Măsurări elec-
tronice în industrie*. Bucureşti, Edi-
tura tehnică, 1964.
- [7]. SKINDER, I. B.: *O teplovom sosto-
ianii teleskopiceskih amortizatorov
v expluataşionih usloviah*. Avtomo-
bilnaia promişlenost, nr. 7, 1960, p.
14—17.

COEFICIENTUL DE DEBIT AL SUPAPEI DE ADMISIUNE PENTRU MOTORUL M-207

DAN ABĂITĂNCI

Rezistențele introduse de canalele din chiulasă și mai ales de supapă au o influență deosebită asupra pierderilor gazodinamice. Pentru practică, rezistența opusă de sistemul canal din chiulasă-supapă-cilindru, se apreciază prin „coeficientul de debit al supapei” acesta atribuindu-se întregului sistem.

Cu ajutorul unei instalații adecvate, a cărei descriere este prezentată în lucrare, s-a determinat în mod experimental coeficientul de debit al supapei de admisiune pentru motorul cu aprindere prin scînteie M-207. Există astfel posibilitatea aprecierii rezistențelor sistemului amintit, în vederea desăvîrșirii traiectului de admisiune pentru motorul luat în studiu.

Les résistances introduites par les canaux de la culasse et notamment par la soupape, ont une spéciale influence sur les pertes gazo-chimiques. Dans la pratique, la résistance opposée par le système canal de culasse-cylindre, est appréciée par „le coefficient de débit de la soupape”, cet on attribuant à l'entier système.

Avec l'aide d'une installation adéquate présentée dans l'ouvrage a été déterminé expérimentalement le coefficient de débit de la soupape d'admission pour le moteur avec allumage par étincelle, M-207. Il y a donc la possibilité d'apprécier des résistances du système mentionné en vue de perfectionner le trajet d'admission pour le canal étudié.

Una din căile importante pentru ameliorarea umplerii normale a motoarelor cu ardere internă o constituie mărirea presiunii de admisiune prin reducerea pierderilor gazodinamice. Asupra acestor pierderi, rezistențele introduse de canalele din chiulasă și mai ales de supapă au o influență deosebită. Aproximativ 25% din pierderile gazodinamice sînt pierderi înregistrate în canalul din chiulasă [1]. Supapa prin forma dimensiunilor și legea sa de mișcare controlează mărirea și variația secțiunilor transversale. Ținînd seama de preocupările generale de a obține performanțe sporite la aceeași cilindree, lucrările de proiectare și de perfecționare a canalelor din chiulasă și a supapei ocupă un loc deosebit de important.

Încercarea de a determina prin calcul pierderile gazodinamice este dificilă și afectată de o serie de inexactități. Aceste deficiențe pot fi evitate în cazul unor cercetări experimentale, dispunînd de o instalație adecvată condițiilor de funcționare ale sistemului.

Pe baza considerentelor enunțate, în lucrare se prezintă metodică și rezultatele experimentale obținute privind determinarea calităților de curgere ale sistemului canal din chiulasă-supapă-cilindru, pentru motorul M-207, al autoturismului M-461.

1. Calitățile de curgere ale sistemului „canal din chiulasă-supapă-cilindru“

Un criteriu pentru aprecierea calităților de curgere ale sistemului canal din chiulasă-supapă-cilindru, îl constituie coeficientul de debit. Acesta se determină luînd în considerație pierderile la trecerea încărcăturii prin canal, prin secțiunea controlată de supapă cit și pierderile legate de pătrunderea încărcăturii în cilindru determinate de lărgirea bruscă a secțiunii. În mod convențional coeficientul de debit astfel determinat se va denumi „coeficient de debit al supapei“, el atribuindu-se sistemului întreg.

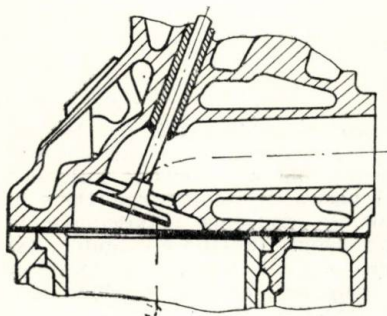


Fig. 1. Sistemul canal din chiulasă — supapă-cilindru — pentru motorul M-207.

Canalul din chiulasă corespunzător supapei de admisiune al motorului M-207 este arătat în figura 1. În planul orizontal prezintă o deviere determinată de particularitățile alimentării în concordanță cu colectorul de admisiune.

În vederea determinării coeficientului de debit se introduce coeficientul adimensional $\mu\sigma$, după H. List [2].

Presupunînd un proces de curgere fără pierderi, expresia cantității de aer Q_t care curge teoretic sub influența depresionii din cilindru Δp prin secțiunea constantă din poarta supapei F este :

$$Q_t = F \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}. \quad (1)$$

În realitate secțiunea eliberată de supapă f , funcție de înălțimea de ridicare, dependentă la rîndul ei de unghiul de rotație al arborelui cotit, în general este mai mică. Se va nota cu σ raportul dintre secțiunea variabilă f deschisă de supapă și secțiunea constantă în poarta supapei, adică :

$$\sigma = \frac{f}{F} \quad (2)$$

Pentru a ține cont de toate pierderile care apar, în procesul curgerii (reducerea secțiunii transversale provocate prin contracție, distribuția neuniformă a vitezei care apare în secțiunea utilă a supapei ș.a.) se introduce un factor de „reducere a secțiunii transversale“ adimensional μ . Astfel se obține expresia :

$$Q_s = (\mu \sigma) Q_t \quad (3)$$

sau :

$$Q^s = \mu \sigma F \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}, \quad (4)$$

de unde :

$$\mu \sigma = \frac{Q^s}{F} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}}. \quad (5)$$

2. Instalația experimentală

Pentru determinarea coeficientului de debit al supapei s-a realizat o instalație specială care a permis cercetarea în condițiile curgerii staționare a aerului. Încercările de acest gen s-au dovedit a fi deosebit de eficace. Porțiunile din sistem care s-au dovedit a fi mai avantajoase prin experiențe de curgere staționare dau și în cazul funcționării motorului rezultate mai bune [2].

Schema de principiu a instalației se arată în figura 2. Mișcarea aerului cu o viteză determinată prin chiulasa 1 s-a obținut cu un com-

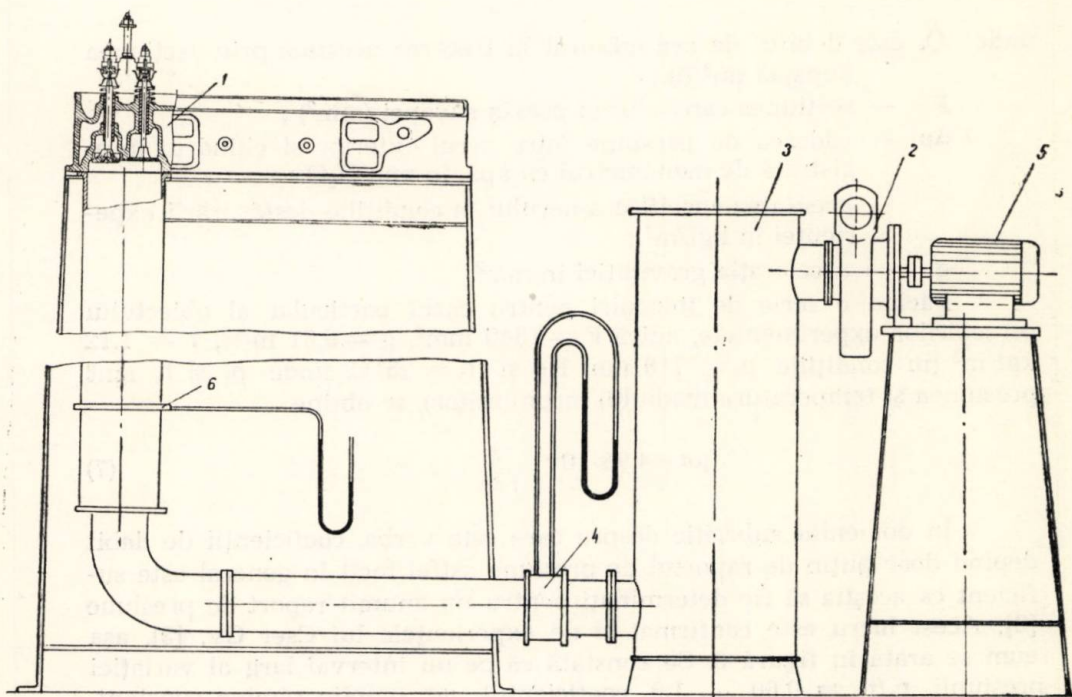


Fig. 2. Schema instalației pentru determinarea coeficientului de debit al supapei.

presor centrifug 2 a cărui antrenare a fost asigurată de un motor asincron 5. Variația debitului s-a obținut prin utilizarea unei clapete în interiorul conductei de aspirație a compresorului cu ajutorul căreia s-a modificat secțiunea de trecere. Pulsațiile de debit au fost eliminate prin intercalarea unui rezervor de aer intermediar 3.

Pentru asigurarea diferitelor ridicări ale supapei a fost utilizat un mecanism cu șurub cu filet metric. Pe schemă se mai prezintă amplasarea diafragmei pentru măsurarea consumului de aer 4 și de asemenea amplasarea punctelor în care s-a efectuat măsurarea presiunii statice 6.

Porțiunea verticală a tubului în care a avut loc măsurarea pierderii de presiune a avut diametrul interior egal cu diametrul cilindrului motorului.

3. Rezultatele experimentale

La determinarea coeficientului de debit s-a avut în vedere punerea ecuației (5) într-o formă mai comodă pentru determinările practice și anume :

$$\mu\sigma = \frac{10^6}{3600} \cdot \frac{Q_s}{F} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{\gamma g}{\gamma} \Delta p}}, \quad (6)$$

unde Q_s este debitul de aer măsurat la trecerea acestuia prin secțiunea supapei (m^3/h) ;

F — secțiunea canalului în poarta supapei (mm^2) ;

Δp — căderea de presiune între aerul exterior și cilindru, înregistrată de manometrul cu apă, în $\text{mm H}_2\text{O}$;

γ — greutatea specifică a aerului în condițiile desfășurării experienței în kgf/m^3 ;

g — accelerația gravitației în m/s^2 .

Făcînd o serie de înlocuiri pentru cazul particular al obiectului cercetărilor experimentale, adică $F = 1340 \text{ mm}^2$, $g = 9,81 \text{ m}/\text{s}^2$, $\gamma = 1,12 \text{ kgf}/\text{m}^3$ (în condițiile $p_a = 716 \text{ mm Hg}$ și $t_a = 25^\circ \text{C}$, unde p_a și t_a sînt presiunea și temperatura mediului înconjurător), se obține :

$$\mu\sigma = 4,96 \cdot 10^{-7} \frac{Q_s}{\sqrt{\Delta p}}. \quad (7)$$

În domeniul subcritic despre care este vorba, coeficienții de debit depind doar puțin de raportul de presiune astfel încît în general este suficient ca aceștia să fie determinați pentru un anumit raport de presiune [2]. Acest lucru este confirmat și de experiențele lui Cser Gy. [3], așa cum se arată în figura 3. Se constată că pe un interval larg al variației presiunii $p_z/p_0 = 0,60 \dots 1,0$, coeficientul $\mu\sigma$ practic rămîne constant, pentru înălțimile medii de ridicare ale supapei $h = 5 \dots 10 \text{ mm}$. O oare-

care variație a acestui coeficient se observă în cazul înălțimilor reduse de ridicare $h = 2 \dots 5$ mm, și la valorile mari ale acesteia $h = 12 \dots 14$ mm.

Pe baza celor arătate, pentru calculele care interesează, s-a determinat coeficientul de debit $\mu\sigma$ pentru o diferență de presiune $\Delta p = 400$ mm H_2O . În această situație ecuația (7) devine :

$$\mu\sigma = 2,48 \cdot 10^{-3} Q_s \quad (8)$$

Coeficienții $\mu\sigma$ au fost determinați pentru înălțimile de ridicare ale supapei $h = 2 \dots 10$ mm, cuprinzând înălțimea maximă de ridicare a supapei $h = 9,5121$ mm. În baza determinărilor experimentale s-au obținut rezultatele concentrate în figura 4. Cu ajutorul graficului este posibilă cunoașterea coeficientului de debit la orice ridicare a supapei, mărime absolut necesară pentru determinarea umplerii motorului.

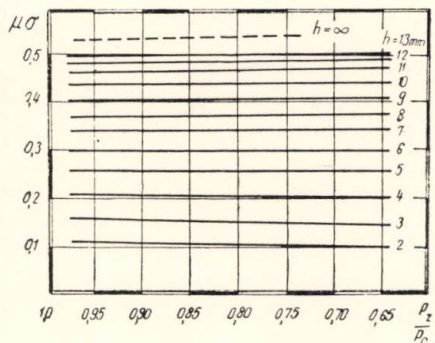


Fig. 3. Variația coeficientului de debit funcție de raportul presiunilor.

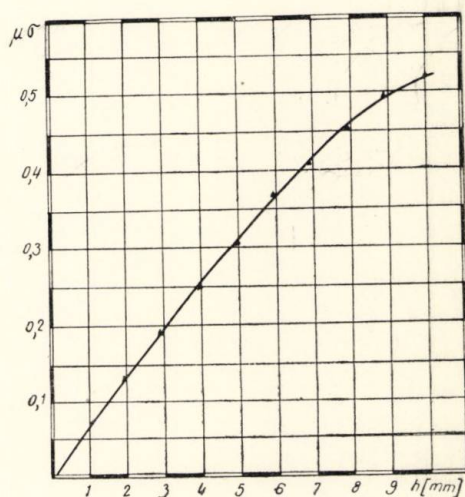


Fig. 4. Coeficientul de debit al supapei motorului M-207.

Bibliografie

- [1]. HOFFMAN, V.: *Influența sistemului de admisie asupra funcționării motorului Diesel în 4 timpi*. Lucrări științifice, vol. IV, Seria Mecanică, 1960, pag. 131—154.
- [2]. LIST, H.: *Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine*. Erster Teil, Wien, Springer Verlag, 1949.
- [3]. CSER, GY. și IANOSDEAK, F.: *Über einige Fragen der dynamischen Aufandung von Diesel motoren*. Acta tehnica Academiae scientiarum hungaricee, 1967, 58, nr. 3—4, pag. 85—98.
- [4]. ABĂITĂNCEI, D.: *Cercetări privind rezistențele sistemului de admisiune al motorului SR-207*. Construcția de mașini, nr. 10, oct. 1968, pag. 588—592.
- [5]. ABĂITĂNCEI, D.: *Cercetări asupra fenomenelor dinamice, în procesul umplerii normale la motoarele cu ardere internă în patru timpi*. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1969.

INFLUENȚA NECONCORDANȚEI CINEMATICE ÎN SISTEMUL DE RULARE AL TRACTOARELOR CU PATRU ROȚI MOTOARE ASUPRA CALITĂȚILOR DE TRACȚIUNE ȘI ECONOMICE

STELIAN NASTASOIU

În lucrare se prezintă unele particularități ale mecanicii tractoarelor cu patru roți motoare (4×4) față de tractoarele cu două roți motoare (4×2). Se demonstrează analitic că în cazul neconcordanței cinematice în sistemul de rulare al tractoarelor 4×4 , în anumite condiții, calitățile de tracțiune și economice ale acestor tractoare sînt inferioare celor 4×2 , din cauza circulației puterii parazite în transmisie (circulației inverse de putere). Se prezintă rezultatele experimentale efectuate pe tractorul U-651, în diverse condiții de exploatare.

Dans l'ouvrage on présente quelques particularités de la mécanique des tracteurs à quatre roues motrices (4×4) par rapport aux tracteurs à deux roues motrices (4×2).

On démontre analytiquement que dans le cas de la nonconcordance cinématique du système de roulement des tracteurs 4×4 , les qualités de trac-tions et d'économie de ces derniers tracteurs sont inférieures — dans certaines conditions — au tracteurs 4×2 , à cause de la circulation inverse de la puissance dans la transmission. On présente ensuite les résultats des expériences effectuées avec le tracteur U-651 dans des conditions variées d'exploitation.

1. Unele particularități ale mecanicii tractoarelor 4×4

În cazul deplasării cu o viteză constantă, pe un teren orizontal, în planul longitudinal al tractorului cu patru roți motoare acționează următoarele forțe (figura 1): greutatea de exploatare G a tractorului; forța de rezistență R din partea utilajului cu care acesta lucrează în agregat (această forță se descompune în două componente: forța de tracțiune F_t și forța normală $F_t \operatorname{tg} \gamma$); reacțiunile verticale Y_1 , Y_2 și reacțiunile tangențiale T_1 , T_2 ale solului; forțele de rezistență la rulare F_{r1} și F_{r2} .

Ecuția bilanțului de tracțiune are următoarea formă:

$$T = F_t + F_{r1} \quad (1)$$

în care:

$T = T_1 + T_2$ este forța tangențială de tracțiune totală a tractorului;

$F_f = F_{r1} + F_{r2} = fG$ — forța de rezistență la rulare a întregului tractor ;

f — coeficient de rezistență la rulare al întregului tractor.

Determinarea forțelor tangențiale T_1 și T_2 și a reacțiunilor verticale Y_1 și Y_2 în funcție de forțele exterioare se reduce la o problemă static nedeterminată (se obțin trei ecuații cu patru necunoscute). Aceste

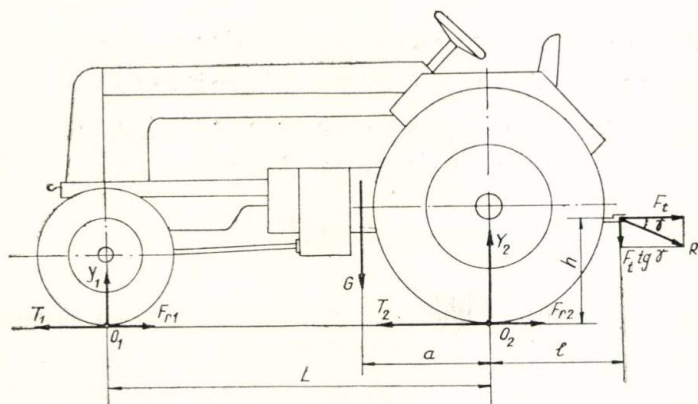


Fig. 1. Forțele care acționează asupra unui tractor 4×4, în cazul deplasării pe un teren orizontal cu viteză constantă.

forțe pot fi determinate, adăugând ecuațiilor deduse din condițiile generale de echilibru alte ecuații obținute din studiul interacțiunii sistemului de rulare cu solul.

Folosind relația de definiție a coeficientului utilizării greutateii aderente $\mu = \frac{T}{Y}$, se poate scrie :

$$T = \mu_1 Y_1 + \mu_2 Y_2. \quad (2)$$

Reacțiunile verticale Y_1 și Y_2 , care acționează asupra roților celor două punți, se determină din ecuația momentelor în raport cu punctele O_1 și O_2 , folosind figura 1 :

$$Y_1 = \frac{Ga - F_t(h + l \operatorname{tg} \gamma)}{L} = Y_{01} - \frac{h + l \operatorname{tg} \gamma}{L} \cdot F_t; \quad (3)$$

$$Y_2 = \frac{G(l - a) + F_t(h + l \operatorname{tg} \gamma)}{L} = Y_{02} + \frac{h + l \operatorname{tg} \gamma}{L} \cdot F_t; \quad (4)$$

în care Y_{01} și Y_{02} sînt reacțiuni statice :

$$Y_{01} = \frac{Ga}{L}; \quad Y_{02} = \frac{G(L - a)}{L}.$$

S-au propus diferite expresii analitice pentru dependența dintre coeficientul utilizării greutateii aderente și patinarea roților motoare. Astfel, în lucrarea [1] se dă metoda stabilirii expresiei analitice a curbei $\mu = f(\delta)$, ajungîndu-se la o funcție de forma :

$$\mu = \frac{1 + \delta - \sqrt{(1 + \delta)^2 - 4BC\delta}}{2B},$$

în care : A, B, C sînt coeficienți care depind, îndeosebi, de natura solu-
lui și de mărimea pneurilor.

Cu ajutorul ultimei formule pot fi determinați coeficienții greutatei
aderente pentru o anumită patinare a roților din față și din spate :

$$\mu_1 = \frac{A_1 + \delta_1 - \sqrt{(A_1 + \delta_1)^2 - 4B_1C_1\delta_1}}{2B_1}, \quad (5)$$

$$\mu_2 = \frac{A_2 + \delta_2 - \sqrt{(A_2 + \delta_2)^2 - 4B_2C_2\delta_2}}{B_2}. \quad (6)$$

În felul acesta se stabilesc forțele tangențiale : $T_1 = \mu_1 Y_1$ și
 $T_2 = \mu_2 Y_2$.

În cazul unei concordanțe cinematice depline în sistemul de ru-
lare al tractorului 4×4, adică în cazul în care vitezele teoretice ale
roților celor două punți sînt egale, patinările lor sînt, de asemenea, egale
($\delta_1 = \delta_2$). Dacă însă aceste viteze nu sînt egale, atunci și patinările vor fi
diferite ($\delta_1 \neq \delta_2$).

În ultimul caz, legătura între patinarea roților din față și din spate
se face prin intermediul indicelui (coeficientului) neconcordanței cinema-
tice K, definit prin raportul [2] :

$$K = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1},$$

de unde :

$$\delta_1 = \frac{K - 1 + \delta_2}{K}. \quad (7)$$

Pentru o anumită valoare a indi-
celui K, dependența între patinările δ_1
și δ_2 este liniară (figura 2).

Dacă indicele neconcordanței ci-
nematice în sistemul de rulare $K < 1$,
iar patinarea roților din spate are valori
cuprinse între limitele $0 \leq \delta_2 < 1 - K$,
atunci patinarea roților din față δ_1 este
negativă. În aceste condiții sensul forței
tangențiale T_1 se va modifica, ceea ce
înseamnă că puntea din față frînează
deplasarea tractorului (figura 3). În
acest caz, puntea din față în loc să participe la împingerea corpului trac-
torului, ea va trebui să fie împinsă de acesta. Bilanțul de tracțiune are de
această dată următoarea formă :

$$T_2 = T_1 + F_t + F_f. \quad (8)$$

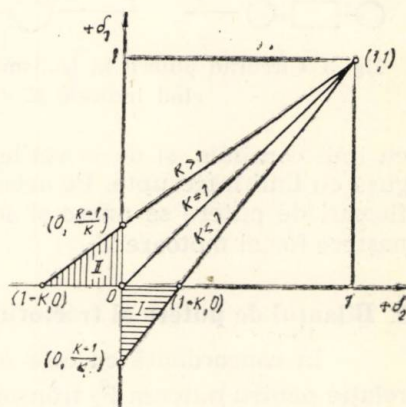


Fig. 2. Dependenta reciproca între
patinările δ_1 și δ_2 , pentru trei valori
caracteristice ale indicelui neconcordanței
cinematice K

Prin urmare, în aceste condiții puntea din spate va trebui să învingă cu forța sa tangențială de tracțiune nu numai rezistența la rulare și alte forțe exterioare, ci și forța tangențială negativă T_1 a punții din față.

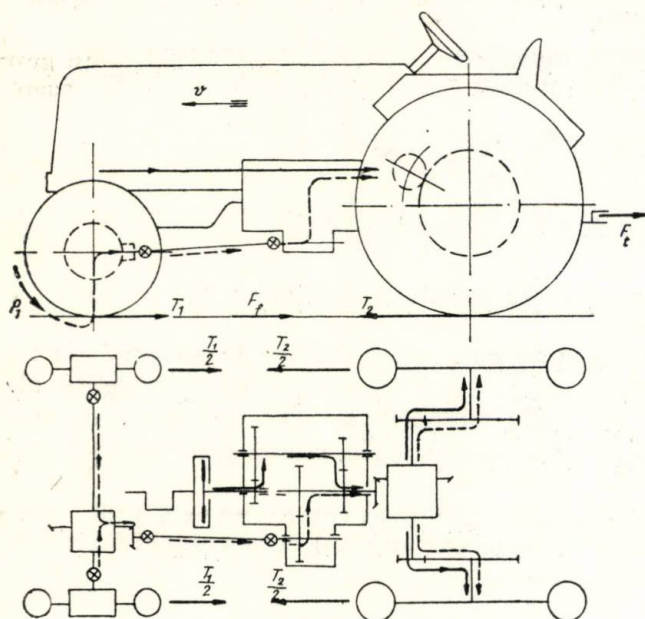


Fig. 3. Circuitul puterii în transmisia tractorului 4×4 , când indicele $K < 1$

Momentul care acționează asupra roților din față devine negativ (are sens opus vitezei unghiulare a roților). În organele transmisiei punții din față apare un moment de torsiune, de asemenea, negativ care este transmis roților din spate prin intermediul transmisiei de putere (la aproape toate tractoarele 4×4 , inclusiv la U-651, legătura cinematică între cele două punți permite acest lucru). În felul acesta, roților din spate li se transmite puterea pe două căi : de la motor, pe calea indicată în figura 3

cu linii continue, și de la roțile din față pe drumul indicat în aceeași figură cu linii întrerupte. Pe arborele secundar al cutiei de viteze cele două fluxuri de putere se unesc și se transmit roților motoare din spate, dând naștere forței motoare T_2 .

2. Bilanțul de putere al tractorului 4×4 , în cazul circulației puterii parazite

În concordanță cu cele relatate mai sus, se poate scrie următoarea relație pentru puterea P_2 transmisă punții din spate :

$$P_2 = P_c \eta_2 + P_1 \eta_{1-2}, \quad (9)$$

în care :

$P_1 = M_1 \omega_1$ este puterea care apare la puntea din față sub acțiunea momentului de frinare M_1 ;

η_2 — randamentul transmisiei punții din spate ;

η_{1-2} — randamentul transmisiei ce leagă cele două punți ;

ω_1 — viteza unghiulară a roților din față.

Folosind ultima relație, poate fi scrisă ecuația bilanțului de putere al tractorului sub forma :

$$P_c = \frac{P_2}{\eta_2} - P_1 \frac{\eta_{1-2}}{\eta_1}. \quad (10)$$

Introducînd următoarele notații : M_2, ω_2 — momentul, respectiv viteza unghiulară la roțile din spate ; r_2 — raza dinamică a acestor roți ; v_{t2} — viteza periferică teoretică a roților și v — viteza reală a tractorului, pot fi scrise succesiv următoarele relații :

$$P_2 = M_2 \omega_2 = T_2 r_2 \frac{v_{t2}}{r_2} = T_2 v_{t2} = T_2 \frac{v}{1 - \delta_2}.$$

De unde :

$$P_2 = P_2 \delta_2 + T_2 v.$$

Produsul $P_2 \delta_2 = M_2 \omega_2 \delta_2$ reprezintă puterea pierdută prin patinarea roților din spate, iar produsul $T_2 \cdot v$ — puterea consumată pentru învingerea rezistențelor mișcării de translație.

Folosind relația (8), se poate scrie :

$$T_2 v = (T_1 + F_t + F_f) v.$$

Deci,

$$P_2 = M_2 \omega_2 \delta_2 + T_1 v + F_t v + F_f v.$$

Produsul $T_1 \cdot v$ poate fi transformat astfel :

$$T_1 v = T_1 v_{t1} (1 - \delta_1) = M_1 \omega_1 (1 - \delta_1) = M_1 \omega_1 - M_1 \omega_1 \delta_1.$$

Prin urmare, bilanțul de putere al roților motoare din spate devine :

$$P_2 = M_2 \omega_2 \delta_2 - M_1 \omega_1 \delta_1 + M_1 \omega_1 + f G v + F_t v \quad (11)$$

Rezultă că în cazul analizat puterea transmisă punții din spate se consumă în felul următor :

— la patinarea roților din spate și la alunecarea celor din față : $P_\delta = M_2 \omega_2 \delta_2 - M_1 \omega_1 \delta_1$ (deoarece $\delta_1 < 0$, înseamnă că valoarea numerică a termenului al doilea din bilanțul de putere va fi pozitivă) ;

— pentru învingerea momentului de frînare care apare la puntea din față : $P_1 = M_1 \omega_1$;

— pentru învingerea forței de rezistență la rulare : $P_f = f G v$;

— pentru realizarea puterii utile : $P_t = F_t v$.

Tot în acest caz, consumul de putere în transmisie va fi :

$$P_{tr} = P_c (1 - \eta_2) + P_1 (1 - \eta_{1-2}),$$

sau :

$$P_{tr} = P_c (1 - \eta_2) + M_1 \omega_1 (1 - \eta_{1-2}).$$

Folosind relația (10), se obține următoarea expresie pentru pierderile de putere în transmisie :

$$P_{tr} = M_2 \omega_2 \frac{1 - \eta_1}{\eta_1} + M_1 \omega_1 \frac{\eta_2 - \eta_{1-2}}{\eta_2}.$$

Adăugînd pierderile de putere în transmisie celor din bilanțul de putere (11), se obține bilanțul de putere al întregului tractor :

$$P_e = M_2 \omega_2 \left(\frac{1 - \eta_2}{\eta_2} + \delta_2 \right) + M_1 \omega_1 \left(\frac{2\eta_2 - \eta_{1-2}}{\eta_2} - \delta_1 \right) + fGv + F_1 v. \quad (12)$$

Este evident că în cazul în care puntea din față este decuplată (tractor 4×2) bilanțul de putere al tractorului va fi :

$$P_e = M_2 \omega_2 \left(\frac{1 - \eta_2}{\eta_2} + \delta_2 \right) + fGv + F_1 v. \quad (13)$$

Avînd în vedere că în cazul analizat mai sus $\delta_1 < 0$, $[\delta_2]_{4 \times 4} > [\delta_2]_{4 \times 2}$ (la aceeași forță de tracțiune) și $\eta_{1-2} < \eta_2$, comparînd relațiile (12) și (13) rezultă inegalitatea :

$$\left[M_2 \omega_2 \left(\frac{1 - \eta_2}{\eta_2} + \delta_2 \right) \right]_{4 \times 4} < \left[M_2 \omega_2 \left(\frac{1 - \eta_2}{\eta_2} + \delta_2 \right) + M_1 \omega_1 \left(\frac{2\eta_2 - \eta_{1-2}}{\eta_2} - \delta_1 \right) \right]_{4 \times 4}.$$

În concluzie, dacă există o anumită neconcordanță cinematică în sistemul de rulare, caracterizată prin coeficientul $K < 1$, în anumite condiții $\delta_1 < 0$ (vezi figura 2). În aceste condiții, prin cuplarea punții din față nu numai că nu se îmbunătățesc calitățile de tracțiune ale tractorului, ci dimpotrivă se înrăutățesc.

Din ecuația bilanțului de tracțiune (8) și din figura 3 rezultă că o parte a forței tangențiale de tracțiune T_2 (deci și a puterii P_2) se transmite prin corpul tractorului roților din față pentru a învinge rezistența suplimentară T_1 .

Prin urmare, puterea care ia naștere la roțile din față (care alunecă), datorită momentului negativ al acestor roți circulă pe un circuit închis : roțile din față — transmisie — roțile din spate — corpul tractorului — roțile din față.

Această putere nu participă la învingerea unei forțe suplimentare de tracțiune, deci nu este o putere utilă, ci chiar dăunătoare, din care cauză se numește putere parazită.

Această circulație de putere este cauzată de inegalitatea vitezelor periferice a roților din față și din spate, incluse într-un sistem închis : roțile punții din față — transmisia cu un grad de libertate care leagă cele două punți — roțile punții din spate — sol — roțile punții din față.

În condițiile în care coeficientul neconcordanței cinematice în sistemul de rulare $K > 1$ și cînd patinarea roților din spate este negativă (funcționare în zona II, figura 2), puntea din față este motoare, iar cea din spate frînează mișcarea tractorului.

În acest caz, dinamica este analogă cazului prezentat mai sus, diferind de aceasta doar prin schimbarea reciprocă a rolului celor două punți.

Față de cazul analizat apare un circuit invers de putere : roțile din spate — transmisie — roțile din față — corpul tractorului — roțile din spate.

Indiferent de sensul ei, circulația puterii parazite are o influență deosebit de negativă asupra calităților de tracțiune și economice ale tractorului :

- crește uzura pneurilor ;
- se mărește consumul de putere în transmisie ;
- apar suprasolicitări în transmisie care pot provoca chiar rupe-rea unor organe ale acesteia [din relația (9) rezultă că puterii transmise de motor i se adaugă o putere suplimentară] ;
- crește consumul de combustibil ;
- se micșorează randamentul de tracțiune al tractorului.

3. Rezultate ale cercetărilor experimentale

Pentru a scoate în evidență pe cale experimentală influența ne-concordanței cinematice în sistemul de rulare asupra mecanicii tractorului U-651 și a calităților sale de tracțiune și economice au fost determinați experimental (înregistrându-se simultan pe oscilograme) următorii pa-rametri :

- forța de tracțiune la cîrlig ;
- momentele de torsiune la arborii roților motoare din spate ;
- momentul de torsiune la arborele cardanic al transmisiei punții din față ;
- patinarea roților din față și din spate ;
- viteza de deplasare a tractorului ;
- consumul orar de combustibil.

Folosirea metodei electrotensometrice la determinarea momentelor de torsiune a permis să se stabilească și sensul acestor momente. Schim-barea sensului momentelor amintite este dovada cea mai concludentă a circulației puterii parazite în transmisia tractorului.

O prezentare intuitivă a influenței neconcordanței cinematice asu-pra calităților de tracțiune ale tractorului se obține reprezentînd grafic dependența dintre forțele tangențiale T_1 și T_2 — care acționează asupra roților celor două punți — și forța de tracțiune F_1 a tractorului.

În figura 4 este dată această dependență obținută prin încercarea tractorului pe beton, iar în figura 5 este prezentată aceeași dependență obținută prin încercarea tractorului pe miriște. Curbele $T_1 = f(F_1)$ și $T_2 = f(F_1)$ sînt trasate, în ambele cazuri pentru aceleași valori ale indi-celui neconcordanței cinematice : $K = 1,0$ și $K = 0,969$.

Din cele două figuri rezultă că la tractorul care funcționează cu o anumită neconcordanță cinematică, caracterizată prin indicele $K < 1$,

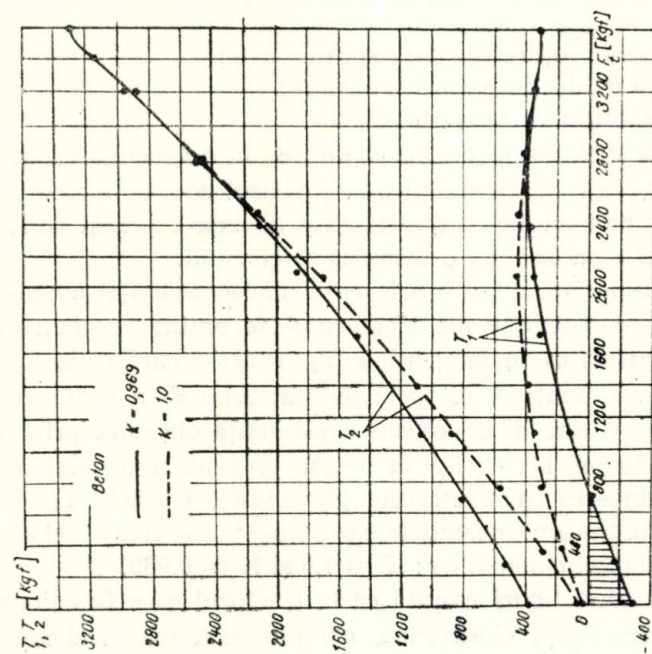


Fig. 4. Influența neconcordanței cinematice în sistemul de rulare asupra valorii forțelor tangențiale T_1 și T_2

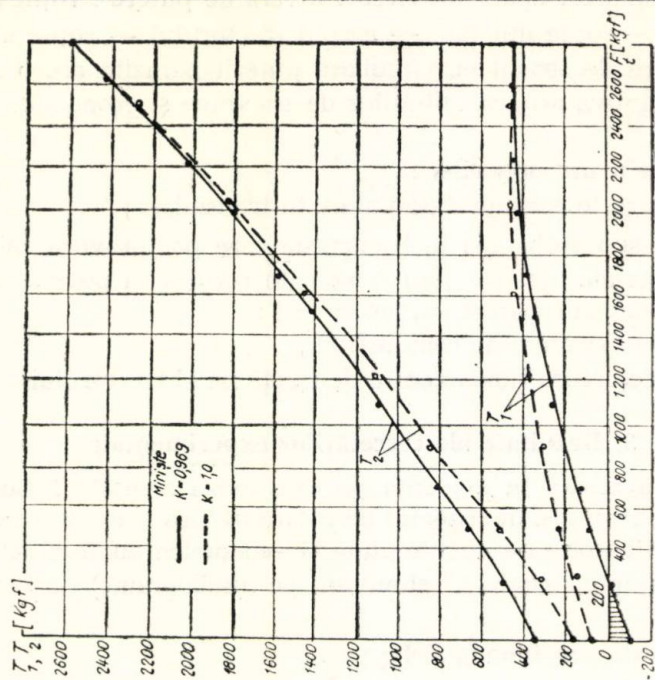


Fig. 5. Influența neconcordanței cinematice în sistemul de rulare asupra valorii forțelor tangențiale T_1 și T_2

puntea din față devine motoare ($T_1 > 0$), numai după ce forța de tracțiune a atins o anumită valoare. În cazul prezentat, pe beton, puntea din față devine motoare când forța de tracțiune a depășit valoarea de 760 kgf, iar pe miriște puntea din față este motoare când $F_t > 260$ kgf. Pînă la atingerea acestor valori de către forța de tracțiune, forța tangențială la puntea din față este negativă, ceea ce înseamnă că roțile acestei punți frînează, în acest caz, deplasarea tractorului. Zona hașurată reprezintă domeniul în care forța tangențială T_1 este negativă și, totodată, indică limitele forței de tracțiune între care apare fenomenul circulației puterii parazite. Transformarea unei punți a tractorului din motoare în punte care frînează deplasarea tractorului constituie dovada cea mai convingătoare a influenței negative a neconcordanței cinematische în sistemul de rulare asupra calităților de tracțiune ale tractorului. Variația curbelor T_1 , trasate pentru cele două valori ale indicelui K , scoate clar în evidență faptul că neconcordanța cinematică în sistemul de rulare, caracterizată prin coeficientul $K < 1$, reduce eficacitatea punții din față. Pentru a realiza aceeași forță de tracțiune, în condițiile neconcordanței cinematische, trebuie să crească în mod corespunzător forța tangențială de tracțiune T_2 la puntea din spate, ceea ce atrage după sine creșterea patinării roților acestei punți și, totodată, creșterea pierderilor de putere în transmisie.

Din figurile 4 și 5 rezultă că influența neconcordanței cinematische asupra calităților de tracțiune ale tractorului este mai intensă la forțe de tracțiune mici și se reduce treptat pe măsură ce crește această forță.

Comparînd curbele de variație ale forțelor T_1 și T_2 , obținute pe beton și pe miriște, se constată că în primul caz influența neconcordanței cinematische este mai mare. Reducerea influenței neconcordanței cinematische asupra dinamicii tractorului, pe terenuri cu aderență scăzută, se explică prin deformarea orizontală a solului care compensează, parțial sau complet, diferența dintre vitezele periferice ale roților celor două punți.

Elasticitatea tangențială a pneurilor are, de asemenea, un rol foarte important în ceea ce privește valoarea forțelor tangențiale și a corelației dintre ele. Dacă, de exemplu, roțile din spate ar fi rigide și deplasarea s-ar face pe beton, la mers în gol (deci $F_t = 0$), atunci în cazul cînd $K = 0,969$, forța T_1 ar avea valoarea — 485 kgf (stabilită teoretic, folosind relațiile analitice de calcul). Cum însă toate pneurile se deformează tangențial, chiar la mers în gol, valoarea forței T_1 este în condițiile menționate — 285 kgf (vezi figura 4). De aceea, la proiectare și în analiza teoretică a unor fenomene de dinamică a tractoarelor 4×4 și, de asemenea, a automobilelor cu mai multe punți motoare este necesar să se cunoască caracteristicile pneurilor folosite.

În cazul deplasării tractorului fără forță de tracțiune pe beton, cu o neconcordanță cinematică evaluată prin indicele $K = 0,969$, consumul de combustibil crește cu 9,5 %, față de cazul deplasării cu puntea din față decuplată, ceea ce pentru tractorul U-651 reprezintă 0,4 kg/h.

Influența neconcordanței cinematice asupra dinamicii și a calităților de tracțiune și economice ale tractorului 4×4 va fi cu atât mai mare cu cât abaterea indicelui K față de valoarea 1,0 este mai mare. Acest lucru rezultă din figura 6 în care este prezentată dependența forțelor tangențiale T_1 și T_2 la roțile celor două punți, precum și a forței tangențiale totale T , în funcție de indicele neconcordanței cinematice K , la mers în linie dreaptă pe beton și fără forță de tracțiune. Graficele din figura 6 scot în evidență faptul că abateri relativ mici ale acestui indice față de valoarea $K = 1$, provoacă variații mari ale forțelor tangențiale T_1 și T_2 , modificînd chiar rolul punților tractorului (o punte a tractorului se transformă din punte motoare în punte care frînează deplasarea tractorului, cînd forța T_1 sau T_2 are valoare negativă). Prin urmare, deplasarea în gol a tractorului în condițiile neconcordanței cinematice este însoțită de forțe tangențiale mari, în funcție de valoarea indicelui K , care depășesc cu mult forțele ce apar în condițiile deplasării tractorului cu viteze periferice egale la roți (cînd $K = 1$).

În tabelul 1 sînt prezentate, de asemenea cîteva rezultate experimentale obținute prin încercarea tractorului la mers în gol în condițiile neconcordanței cinematice ($K = 0,969$) pe beton, miriște și ogor. Și din acest tabel rezultă că în condițiile funcționării tractorului pe terenuri cu aderență mai scăzută se reduce influența negativă a neconcordanței cinematice asupra calităților de tracțiune și economice ale tractorului.

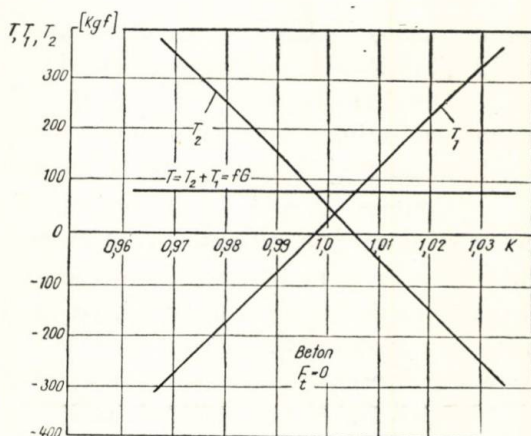


Fig. 6. Dependenta forțelor tangențiale T_1 și T_2 de indicele neconcordanței cinematice K

Tabelul 1

Valoarea diferiților parametri la deplasarea în gol a tractorului, când $K = 0,969$.

Parametri ai tractorului	Valoarea parametrilor în diferite condiții de teren		
	Beton	Miriște	Cgor
Patinară roților, în % :			
δ_1	-1,8	-1,03	~ 0
δ_2	1,4	2,1	3,1
Forțele tangențiale la roțile unei punți, în kgf :			
T_1	-285	- 95	~ 0
T_2	365	345	350
Creșterea consumului de combustibil față de tractorul 4×2 , în %	9,5	3,5	2

Bibliografie

- [1]. NĂSTĂSOIU, S.: *Opredelenie analiticeskogo virajenia krivoi buksovania koliosnih traktorov*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. 12, 1970.
- [2]. NĂSTĂSOIU, S.: *Studiul cauzelor neconcordanței cinematice a vitezelor periferice ale roților motoare din față și din spate la tractoarele 4×4* . Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. 10, 1969.



STUDIUL SOLUȚIILOR SISTEMULUI DE ECUAȚII ALE MIȘCĂRII UNUI AUTOVEHICUL ÎN CURBĂ

I. DEUTSCH, V. OLARIU, M. TOFAN

Sînt analizate numeric regimuri de mișcare în curbă, în funcție de caracteristica autovehicul — drum, definindu-se pe această cale regimurile de instabilizare prin răsturnare (a) sau derapare (b) pe caracteristici $V^2 = \text{const.}$

Es wird das Verhalten eines Kraftfahrzeuges in der Kurve, abhängig von System Fahrzeug-Fahrweg beschrieben. Es werden auf dieser Art die Instabilisierungszustände durch Umkippen (a) und (b) bei $V^2 = \text{const.}$ behandelt.

În lucrarea [1] s-au stabilit ecuațiile de echilibru dinamic pentru două regimuri de mișcare în curbă ale autovehiculelor grele.

(1) — regimul derapării în curbă :

$$A_1(\varphi, f) \cdot \begin{pmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ F_R \\ V_d^2 \end{pmatrix} = B_1; \quad (1)$$

(2) — regimul de accelerare în curbă :

$$A_2(\varphi, f) \cdot \begin{pmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ \frac{dv}{dt} \\ S_1 \\ S_2 \end{pmatrix} = B_2(v_2, M) \quad (2)$$

unde :

$A_1(\varphi, f)$ — matricea de derapare (6×6),

$A_2(\varphi, f)$ — matricea de accelerare (7×7),

ambele matrici sînt liniare în raport cu coeficientul de aderență limitat de răsturnarea transversală φ și rezistență la rulare f constante pentru un sistem dat.

B_1 — este vectorul termenilor liberi independent de regimul de mișcare ce corespunde cu introducerea unei stări limită de instabilizare unică, cu pierderea controlului.

B_2 — vectorul liber al stărilor de echilibru dinamic accelerat în curbă controlat de starea de mișcare prin parametrii v^2 și moment motor M .

Sub această formă ecuația (2) generează un sistem de soluții $\vec{X}_2$ în care se disting :

— stări de echilibru dinamic normale,

$$\vec{X}_2 > 0, \frac{dv}{dt} > 0;$$

cu soluții strict pozitive,

— stări de instabilitate controlată.

a) prin răsturnare :

$$\min(N_{s1}, N_{1d}, N_{2s}, N_{2d}) = 0,$$

b) prin derapare :

$$\max\left(\frac{S_1}{N_{1s} + N_{1d}}, \frac{S_2}{N_{2s} + N_{2d}}\right) = \varphi$$

Cei doi parametri v^2 , M fiind independenți, spre starea de instabilizare controlată se poate trece fie la $v^2 = \text{ct.}$, prin modificarea momentului motor, fie pe caracteristici $M = \text{ct.}$, prin modificarea vitezei de intrare în curbă.

Din setul de soluții asociate unei caracteristici $M = \text{ct.}$, sau $v^2 = \text{ct.}$, se rețin ca adevărate soluțiile pentru care s-a realizat una din formele de instabilizare (a) sau (b) cu $\frac{dv}{dt} > 0$

Pentru un set (φ, f) , asociat căii, pe o caracteristică $v = \text{ct.}$, este posibil ca secvența (a) sau (b) să caracterizeze instabilizarea.

Astfel setul de soluții se poate descrie prin șirul :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[F, F, \left(\frac{dv}{dt} = 0, A_0 \right), A, \dots a \right] \\ \left[F, F, \left(\frac{dv}{dt} = 0, A_0 \right), A, \dots b \right] \end{array} \right\} \quad (3)$$

Grafic rezultatele pot fi sistematizate în figura 1.

Acest studiu, comportă o rezolvare repetată a unor sisteme de ecuații liniare pentru perechi (φ, f) , cu matricea coeficienților identică. Ca urmare s-a procedat în primul rînd la inversarea matricei A_2 .

Trecerea de la un regim de mișcare la altul antrenează modificări în vectorul B_2 , cu consecințe liniare în vectorul soluțiilor :

$$X_2 = A_2^{-1} \cdot B_2.$$

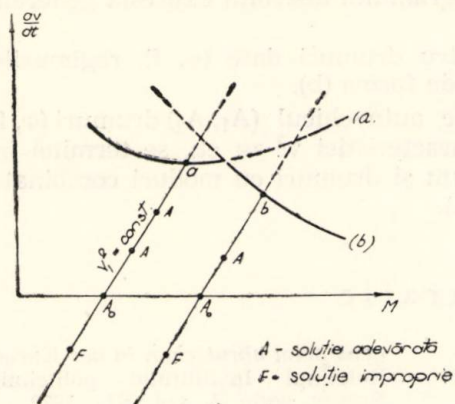
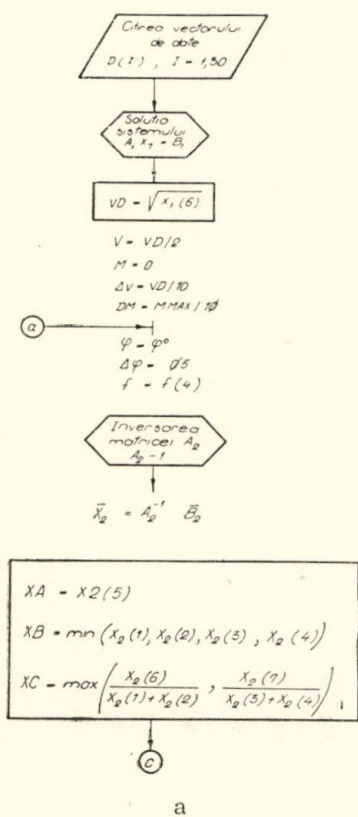
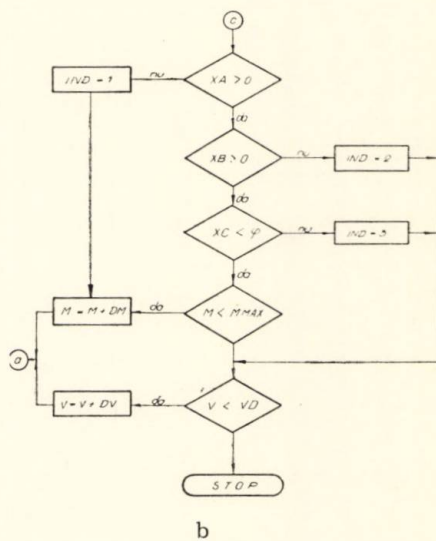


Fig. 1.



a

Programul principal, dispune de secvența reprezentată în figura 2.



b

Fig. 2.

Concluzii

1. Studiul poate fi efectuat pentru orice vehicul prevăzut cu punți rigide întrucât, două subrutine ale programului dezvoltă expresia generală a matricelor A_1 , A_2 , $(A_2)^{-1}$.

2. Este posibil de stabilit pentru drumuri date (φ, f) , regimurile (v^2, M) pentru care instabilizarea este de forma (b).

3. Există pentru fiecare tip de autovehicul (A_1, A_2) drumuri (φ, f) pentru care orice set de soluții pe caracteristici $v^2 = \text{ct.}$, se termină în forma (b) indiferent de moment precum și drumuri cu moduri combinate de comportare (b), (a) și chiar numai (a).

Bibliografie

- [1]. I. DEUTSCH, V. OLARIU: *Über die Bestimmung der dynamischen Auflagerungskräfte zwischen der Fahrbahn und den Rädern des Kraftwagens beim abrutschen in der Kurve.* Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A, vol. XII, 1970.

MANEVRABILITATEA ȘI STABILITATEA AUTOTRENURILOR CU SEMIREMORCI LA DEPLASAREA PE CERC

ENACHE IONESCU

Pe baza ecuațiilor diferențiale ale mișcării laterale a autotrenului cu semiremorcă la deplasarea în curbe, stabilite într-o lucrare anterioară, se studiază calitățile de manevrabilitate și stabilitate la deplasarea acestuia pe cerc și se trag concluzii privind construcția și exploatarea acestor autovehicule.

Auf Grund der Differenzialgleichungen für die seitliche Bewegung in der Bahnebene während der Kurvenfahrt, die in einer vorhergehenden Arbeit abgeleitet wurden, werden die Lenk- und Stabilitätseigenschaften des Sattelzuges während der Kreisfahrt sowie Schlussfolgerungen in Bezug auf den Bau und den Einsatz dieser Lastzüge untersucht.

1. Considerații teoretice

Studiul manevrabilității și stabilității autotrenurilor cu semiremorci la deplasarea pe cerc se face folosind ecuațiile diferențiale ale mișcării laterale la deplasarea în curbe cu raze variabile. Într-o lucrare anterioară [2], adoptînd un model matematic corespunzător scopului urmărit, au fost stabilite aceste ecuații diferențiale, care au forma :

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\dot{V}_{EN} + a_{12}V_{EN} - a_{13}\omega + a_{14}\dot{\omega} - a_{15}\ddot{\gamma}_1 - a_{16}\dot{\gamma}_1 - a_{17}\gamma_1 - a_{18}\gamma &= 0 \\ a_{21}\dot{V}_{EN} + a_{22}V_{EN} + a_{23}\omega + a_{24}\dot{\omega} - a_{25}\gamma &= 0 \\ a_{31}\dot{V}_{EN} + a_{32}V_{EN} - a_{33}\omega - a_{34}\dot{\omega} - a_{35}\ddot{\gamma}_1 - a_{36}\dot{\gamma}_1 - a_{37}\gamma_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

cu notațiile :

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= M + M_1; \quad a_{12} = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{V}; \quad a_{13} = (a_1 + c)M_1; \\ a_{14} &= \frac{1}{V} [(M + M_1)V^2 + ak_1 - bk_2 - k_3(L_1 + c)]; \quad a_{15} = a_1M_1; \quad a_{16} = \frac{k_3 \cdot L_1}{V}; \\ a_{17} &= k_3; \quad a_{18} = k_1; \quad a_{21} = c \cdot M; \quad a_{22} = \frac{1}{V} [ak_1 - bk_2 + c(k_1 + k_2)]; \quad a_{23} = I; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{24} &= \frac{1}{V} [cMV^2 + a^2k_1 + b^2k_2 + c(ak_1 - b^2k_2)]; \quad a_{25} = (a+c)k_1; \quad a_{31} = a_1M_1; \\ a_{32} &= \frac{k_3 \cdot L_1}{V}; \quad a_{33} = I_1 + a_1M_1(a_1+c); \quad a_{34} = \frac{1}{V} [L_1k_3(L_1+c) - a_1M_1V^2]; \\ a_{35} &= I_1 + a^2M_1; \quad a_{36} = \frac{L_1k_3}{V}; \quad a_{37} = L_1k_3. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Deplasarea pe cerc constituie un caz particular al deplasării în curbe cu raze variabile a autotrenului cu semiremorcă. În acest caz, derivatele prime și secunde din sistemul de ecuații diferențiale (1) sînt nule. Înlocuind în acest sistem $\omega = \frac{V}{R}$, $\beta = \frac{V_{EN}}{V}$, ținînd seama de relațiile (2) și rezolvînd în raport cu γ , γ_1 și β , se obține :

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= \frac{L}{R} - \frac{ak_1 - bk_2}{L \cdot k_1k_2} \cdot \frac{MV^2}{R} - \frac{b_1 \cdot M_1}{LL_1k_1k_2} [ak_1 - bk_2 + c(k_1+k_2)] \frac{V^2}{R} \\ \gamma_1 &= -\frac{L_1+c-b}{R} - \frac{aM}{Lk_2} \cdot \frac{V^2}{R} - \frac{M_1}{LL_1k_1k_2} [k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2] \frac{V^2}{R} \\ \beta &= \frac{b}{R} - \frac{aM}{Lk_2} \cdot \frac{V^2}{R} - \frac{(a+c)b_1M_1}{LL_1k_2} \cdot \frac{V^2}{R} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Tot din sistemul (1) se determină și dependența între unghiul de bracare γ și unghiul dintre autotractor și semiremorcă γ_1 :

$$\gamma_1 = \gamma \frac{k_1}{k_1+k_2} - \frac{L_1+c_1}{R} - \frac{ak_1 - bk_2}{k_1+k_2} \cdot \frac{1}{R} - \left(\frac{M + \frac{b_1}{L_1}M_1}{k_1+k_2} - \frac{a_1M_1}{L_1k_3} \right) \cdot \frac{V^2}{R} \quad (4)$$

Analizînd relațiile (3) rezultă că la deplasarea pe cerc cu viteză constantă fiecare parametru γ , γ_1 și β se compune din doi termeni : primul termen reprezintă răspunsul geometric, iar cel de al doilea termen reprezintă răspunsul dinamic, care la rîndul lui este influențat de viteza de deplasare V , de raza de viraj R , de coeficienții de rezistență ai pneurilor la deviere laterală k_1 , k_2 și k_3 , de încărcarea autotrenului, precum și de dimensiunile principale ale autotractorului și semiremorcii.

Dacă în relațiile (3) $V = 0$, unghiul de bracare corespunzător $\gamma_0 = \frac{L}{R_0}$, sau mai precis $\text{tg} \gamma_0 = \frac{L}{R_0}$, se numește unghiul de bracare geometric. Dacă $V > 0$ unghiul corespunzător γ , reprezintă unghiul de bracare real, sau dinamic.

Se spune că autotractorul are o sensibilitate excesivă la viraj dacă $\gamma < \gamma_0$, o sensibilitate insuficientă la viraj cînd $\gamma > \gamma_0$ și o sensibilitate indiferentă la viraj dacă $\gamma = \gamma_0$.

Din prima relație (3) rezultă că sensibilitatea la viraj a autotractorului este influențată de diferența $ak_1 - bk_2$, deoarece celelalte mărimi din această relație au întotdeauna valori pozitive. În cazul valorii pozitive a acestei diferențe, unghiul de bracare γ se micșorează cu atît mai mult cu cît viteza de deplasare va fi mai mare și cu cît raza de viraj va fi mai

mică, iar sensibilitatea la viraj a autotractorului va fi cu atât mai excesivă. Această situație nu este de preferat, mai ales la încărcarea maximă a autotrenului și la viteze de deplasare mari. De fapt la autotrenurile actuale această diferență este întotdeauna negativă ca urmare a faptului că la puntea din spate a autotractorului se montează roți duble, mărindu-se în acest fel coeficientul total de rezistență al pneurilor la deviere laterală k_2 .

Dacă diferența $ak_1 - bk_2$ este negativă pot avea loc trei situații, în funcție de încărcarea autotrenului și de parametrii constructivi ai acestuia. Într-adevăr, considerînd ultimii doi termeni din relația (3), rezultă :

$$- \frac{V^2}{RLk_1k_2} \left[(ak_1 - bk_2) \left(M + \frac{b_1}{L_1} M_1 \right) + \frac{b_1}{L_1} cM_1 (k_1 + k_2) \right]. \quad (5)$$

În cazul cînd :

$$\left| (ak_1 - bk_2) \left(M + \frac{b_1}{L_1} M_1 \right) \right| < \frac{b_1}{L_1} cM_1 (k_1 + k_2), \quad (6)$$

paranteza mare a relației (5) va fi întotdeauna pozitivă, iar sensibilitatea la viraj va fi cu atât mai excesivă cu cît viteza de deplasare va fi mai mare, iar raza de viraj mai mică. Dacă :

$$\left| (ak_1 - bk_2) \left(M + \frac{b_1}{L_1} M_1 \right) \right| > \frac{b_1}{L_1} cM_1 (k_1 + k_2), \quad (7)$$

unghiul mediu de bracare se mărește cu atât mai mult cu cît viteza de deplasare va fi mai mare, iar raza de viraj mai mică, ceea ce înseamnă că sensibilitatea la viraj a autotractorului devine tot mai insuficientă. Dacă :

$$\left| (ak_1 - bk_2) \left(M + \frac{b_1}{L_1} M_1 \right) \right| = \frac{b_1}{L_1} cM_1 (k_1 + k_2), \quad (8)$$

sensibilitatea la viraj a autotractorului este indiferentă la orice viteză de deplasare și orice rază, deoarece paranteza mare a relației (5) va fi întotdeauna zero.

Ultimele două cazuri (7) și (8) sînt de preferat în construcția de autovehicule, însă aceste condiții nu pot fi respectate fără a face unele compromisuri cu privire la alte caracteristici tehnice ale acestora.

Din relațiile (7) și (8) se pot stabili coordonatele centrului de greutate și ampatamentul autotractorului, precum și raportul $\frac{b_1}{L_1}$, în așa fel ca sensibilitatea la viraj a autotractorului să fie indiferentă sau aproape indiferentă la încărcarea maximă și insuficientă la încărcări parțiale.

Pentru semiremorcă se aplică aceleași criterii de apreciere a sensibilității la viraj ca și în cazul autotractorului. În acest caz, considerînd a doua relație (3), sensibilitatea la viraj a semiremorcii este influențată de ultimii doi termeni, adică :

$$- \frac{V^2}{R, k_2} \left\{ aM + [k_3(a+c) b_1 - a_1 L k_2] \frac{M_1}{L_1 k^3} \right\} \quad (9)$$

Cind diferența $k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2$ este pozitivă, unghiul γ_1 , dintre autotractor și semiremorcă, crește în valoare absolută, cu atât mai mult cu cît viteza de deplasare este mai mare și raza de viraj mai mică, iar sensibilitatea la viraj a semiremorcii devine tot mai insuficientă.

Dacă diferența $k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2$ este negativă, pot exista trei cazuri. Cind :

$$\left| [k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2] \frac{M_1}{l_1k_1} \right| < aM, \quad (10)$$

paranteza mare a relației (9) va fi pozitivă, iar unghiul γ_1 va crește în valoare absolută o dată cu creșterea vitezei de deplasare și cu micșorarea razei de viraj, iar sensibilitatea la viraj a semiremorcii devine tot mai insuficientă. Dacă :

$$\left| [k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2] \frac{M_1}{l_1k_3} \right| > aM, \quad (11)$$

unghiul γ_1 se va micșora în valoare absolută cu creșterea vitezei de deplasare și cu micșorarea razei de viraj, iar sensibilitatea la viraj a semiremorcii devine tot mai excesivă. Dacă :

$$\left| [k_3(a+c)b_1 - a_1Lk_2] \frac{M_1}{l_1k_3} \right| = aM, \quad (12)$$

sensibilitatea la viraj a semiremorcii este indiferentă la orice viteză de deplasare și orice rază.

Din relațiile (11) și (12) se poate stabili legătura ce trebuie să existe între elementele constructive ale autotractorului și semiremorcii pentru ca sensibilitatea la viraj să fie indiferentă sau insuficientă.

Sensibilitățile la viraj ale autotractorului și semiremorcii se influențează reciproc. De preferat ar fi cazul cînd și autotractorul și semiremorca au sensibilități indiferente la încărcarea maximă și insuficientă la încărcări parțiale, sau pentru o sensibilitate insuficientă la viraj a autotractorului, semiremorca să aibă o sensibilitate la viraj indiferentă. Acest lucru se realizează în cazul cînd condițiile (7), (8) și (11), (12) sînt îndeplinite simultan, două cîte două.

Unghiul de deviere laterală al centrului de greutate al autotractorului β este influențat de aceiași parametri ca și în cazul unghiurilor γ și γ_1 .

Ecuatiile (3) corespund regimului staționar de mișcare pe cerc. În acest caz, viteza unghiulară a autotractorului ω , raza de viraj a acestuia R și unghiul de bracare al roților de direcție γ , rămîn constante (la fel și la semiremorcă), ca și reacțiunile laterale Y_1 , Y_2 și Y_3 . O astfel de mișcare a autotrenului nu poate fi realizată în orice condiții. Există o anumită încărcare — numită încărcare critică — și o anumită viteză de deplasare — numită viteză critică — pentru care o astfel de mișcare poate fi realizată. La viteze mai mari decît viteza critică, viteza unghiulară a autotractorului și a semiremorcii crește continuu, iar raza de viraj se micșorează în mod corespunzător și dacă nu se iau măsuri de întoarcere a roților de direcție sau de micșorare a vitezei de deplasare, acest

proces continuă pînă la începutul derapării laterale sau a răsturnării din cauza fenomenului de deviere laterală a pneurilor.

La o anumită viteză de deplasare a autotrenului poate să apară derapajul semiremorcii. Derapajul semiremorcii poate apare înaintea derapajului autotractorului sau după acesta, în funcție de parametrii constructivi ai autotrenului, de elasticitatea laterală a pneurilor, de încărcare și de viteza de deplasare. O altă posibilitate este ca derapajul să apară simultan atît la autotractor cît și la semiremorcă.

Situația cea mai periculoasă este atunci cînd, datorită derapării autotractorului sau semiremorcii, se produce frîngerea lanțului format din autotractor și semiremorcă. Acest fenomen, foarte periculos pentru stabilitatea întregului autotren, poate să apară cînd semiremorca derapează mai devreme decît autotractorul, situația cea mai probabilă, sau autotractorul derapează mai devreme decît semiremorca. De asemenea, frîngerea poate apare cînd derapajul începe simultan la ambele elemente, situație foarte periculoasă, deoarece în acest caz nu mai există controlul mișcării autotrenului, fiind posibile o infinitate de poziții relative între autotractor și semiremorcă. Fenomenul de frîngere a autotrenului este foarte periculos pentru siguranța circulației, deoarece conducătorul auto nu mai poate avea controlul conducerii agregatului de transport.

Pentru un autotren existent, la care se cunosc parametrii constructivi, poziția punctului de sprijin și pivotare al semiremorcii pe autotractor (distanța c) influențează puternic dinamicitatea, manevrabilitatea și stabilitatea acestuia la deplasarea rectilinie sau la deplasarea în curbe. Cu cît distanța c se micșorează cu atît unghiul real de bracare va fi mai mare, iar sensibilitatea la viraj a autotractorului devine tot mai insuficientă.

Pentru o valoare constantă a coördonatelor centrului de greutate al autotractorului, sensibilitatea la viraj a întregului autotren este influențată de raportul $\frac{a_1}{L_1}$. Cu creșterea acestui raport, încărcarea semiremorcii fiind maximă, sensibilitatea excesivă la viraj a autotractorului se reduce în intensitate (relația 6), în schimb sensibilitatea excesivă la viraj a semiremorcii se accentuează și invers (relația 11).

Sensibilitatea la viraj a autotrenului este influențată și de încărcarea acestuia. Cu micșorarea încărcăturii, dimensiunile principale ale autotrenului rămînînd aceleași, sensibilitatea excesivă la viraj a autotrenului scade în intensitate, ajungînd ca la o anumită încărcare să devină indiferentă, după care ea devine insuficientă.

Poziția centrului de greutate al autotractorului este un alt parametru care influențează sensibilitatea la viraj a autotrenului. Deplasarea acestuia spre puntea din față a autotractorului duce la îmbunătățirea stabilității mișcării.

2. Calculul manevrabilității și stabilității autotrenului SR-115 cu semiremorcă de 8 tf tip SRP-8, greutate totală 14 tf deplasare pe cerc

Considerînd caracteristicile constructive ale autotractorului și semiremorcii menționate, precum și pentru întregul autotren, s-au calculat cu relațiile (3) unghiul geometric de bracare γ_0 , unghiul real de bracare γ

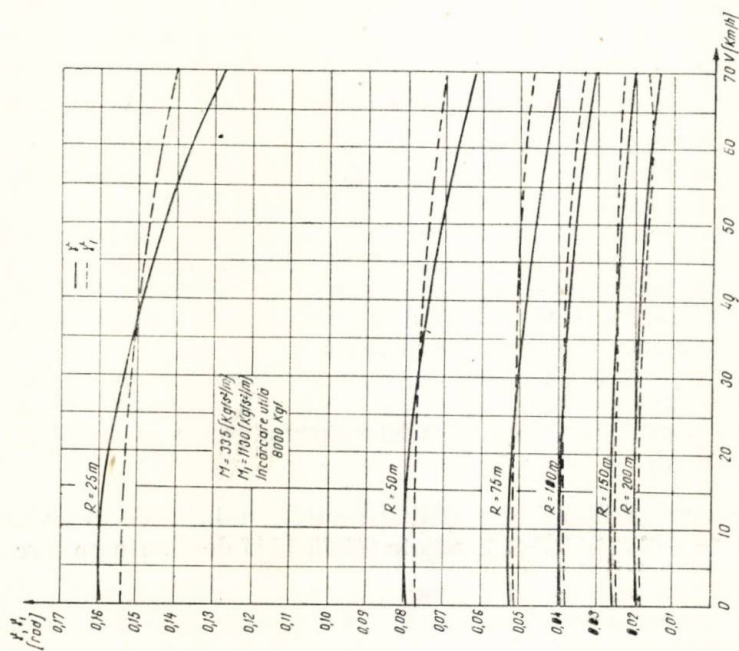


Fig. 1. Variația unghiurilor Y și Y_1 în funcție de viteză și raza de viraj, pentru sarcina utilă de 8000 kgf.

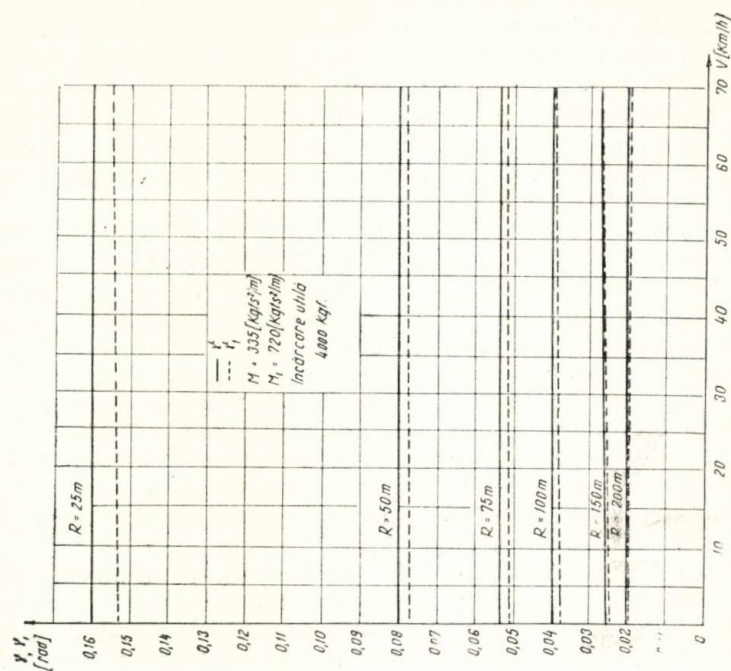


Fig. 2. Variația unghiurilor Y și Y_1 în funcție de viteză și raza de viraj, pentru sarcina utilă de 4000 kgf.

și unghiul dintre autotractor și semiremorcă γ_1 , în funcție de viteză, pentru diferite încărcări ale autotrenului și diferite raze de viraj. Cu datele obținute s-au trasat diagramele prezentate în figurile (1), (2) și (3). Analizând aceste diagrame rezultă următoarele concluzii mai importante.

La încărcări ale autotrenului considerat mai mari de 4000 kgf, unghiul mediu de bracare al roților de direcție γ , scade cu creșterea vitezei de deplasare (figura 1). Această scădere este cu atât mai pronunțată cu cât raza de viraj R este mai mică. Deoarece întotdeauna $\gamma < \gamma_0$, rezultă că la aceste încărcări sensibilitatea la viraj a autotractorului devine cu atât mai excesivă cu cât viteza de deplasare este mai mare și cu cât raza de viraj este mai mică. Pentru a obține aceeași traiectorie, în cazul roților cu elasticitate laterală, conducătorul auto trebuie să rotească volanul cu un unghi mai mic decât în cazul roților rigide. O sensibilitate excesivă la viraj este dăunătoare pentru siguranța circulației, deoarece conducătorul auto nu poate avea controlul urmăririi unei anumite traiectorii, datorită fenomenului de deviere laterală a pneurilor.

La o încărcare a autotrenului considerat de 4000 kgf, se observă (figura 2), că unghiul mediu de bracare γ , precum și unghiul dintre autotractor și semiremorcă γ_1 , rămân constante pentru orice viteză de deplasare și orice rază de viraj, ceea ce înseamnă că sensibilitatea la viraj a întregului autotren este indiferentă la orice viteză și orice rază. Plecând de la acest fapt și de la considerentul că un autotren funcționează în exploatare majoritatea timpului cu încărcarea maximă utilă, se poate stabili o legătură între elementele constructive ale autotractorului și semiremorcii, în așa fel ca sensibilitatea la viraj a autotrenului să fie indiferentă la încărcarea maximă și insuficientă la încărcări parțiale.

La încărcări ale autotrenului mai mici de 4000 kgf, unghiul mediu de bracare γ crește cu creșterea vitezei de deplasare (figura 3). Această creștere este cu atât mai pronunțată cu cât raza de viraj este mai mică, Deoarece în acest caz întotdeauna $\gamma > \gamma_0$, rezultă că sensibilitatea la viraj devine cu atât mai insuficientă cu cât viteza de deplasare este mai mare și raza de viraj mai mică.

Unghiul dintre autotractor și semiremorcă γ_1 variază aproximativ în același mod ca și unghiul mediu de bracare γ . La încărcări mai mari de 4000 kgf, unghiul γ_1 scade mai lent cu creșterea vitezei de deplasare decât unghiul de bracare γ , astfel că la o anumită viteză curba $\gamma_1 = f(v)$ intersectează curba $\gamma = f_1(v)$. Viteza la care are loc intersecția celor două curbe depinde de încărcarea autotrenului și de raza de viraj. La încărcări ale autotrenului mai mici de 4000 kgf, unghiul γ_1 are o creștere mai pronunțată cu creșterea vitezei, decât unghiul mediu de bracare, astfel că la o anumită viteză cele două curbe se intersectează.

În figura 4 este arătată variația vitezei unghiulare a autotractorului în plan orizontal pentru două valori ale unghiului de bracare γ și pentru trei încărcări ale autotrenului. Pentru o valoare constantă a unghiului de bracare γ , viteza unghiulară a autotractorului ω variază aproximativ linear cu viteza de deplasare. Variația este cu atât mai pronunțată cu cât încărcarea autotrenului este mai mare.

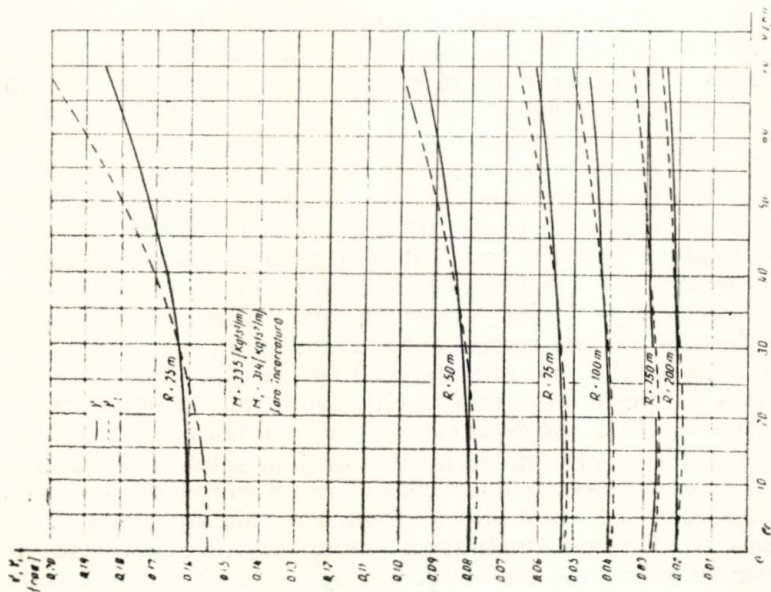


Fig. 3. Variația unghiurilor γ și γ_1 în funcție de viteză și raza de viraj, la deplasarea autotrenului fără încălțură.

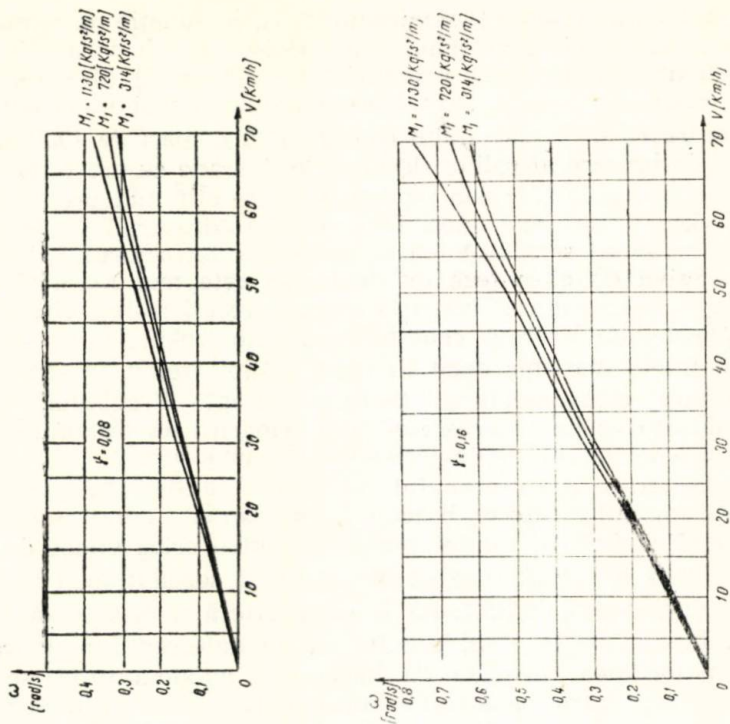


Fig. 4. Variația vitezei unghiulare a autotrenului în plan orizontal în funcție de viteză, pentru $\gamma = 0,08\text{ rad}$ și $\gamma = 0,16\text{ rad}$.

Trasind variația unghiului mediu de bracare γ și a unghiului dintre autotractor și semiremorcă γ_1 , în funcție de rază pentru diferite viteze și diferite încărcări, se obține o familie de hiperbole echilaterale. În coordonatele γ și R , pentru o anumită viteză de deplasare și pentru o anumită încărcare a autotrenului, considerată constantă, ecuația unei hiperbole echilaterale va avea forma :

$$\gamma \cdot R \quad K = \text{const.} \quad (13)$$

Confruntind relațiile (3) și (13), rezultă că mărimea k va avea următoarea expresie :

$$K = L - \frac{a k_1 - b k_2}{L k_1 k_2} M V^2 - \frac{b_1 \cdot M_1}{K L_1 k_1 k_2} [a k_1 - b k_2 + c (k_1 + k_2)] V^2. \quad (14)$$

În figura (5) este arătată variația mărimii K în funcție de viteza de deplasare, la diferite încărcări ale autotrenului. Dacă nu s-ar ține seama de elasticitatea laterală a pneurilor, mărimea K ar reprezenta chiar ampatamentul autotractorului ($K = L = 4$ m). În cazul real, când se ține seama de elasticitatea laterală a pneurilor, mărimea K arată cum ar trebui să varieze ampatamentul autotractorului în funcție de viteză și încărcare, astfel ca sensibilitatea la viraj să fie mereu indiferentă. O astfel de variație continuă a ampatamentului autotractorului nu poate fi realizată practic, însă se poate stabili o legătură între elementele constructive ale autotractorului și semiremorcii în funcție de elasticitatea laterală a pneurilor, în așa fel ca sensibilitatea la viraj să fie indiferentă la încărcarea maximă și vitezele maxime de exploatare și insuficientă la încărcări parțiale și viteze inferioare. O astfel de condiție trebuie pusă și pentru semiremorcă, ca sensibilitatea la viraj să se refere la întregul autotren.

Plecînd de la relațiile (3), cele două condiții arătate mai sus vor avea forma :

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{aM + (a+c) \frac{b_1}{L_1} M_1}{bM + (b-c) \frac{b_1}{L_1} M_1} \quad \text{și} \quad \frac{k_3}{k_2} = \frac{a_1 \frac{L}{L_1} M_1}{aM + (a+c) \frac{b_1}{L_1} M_1}, \quad (15)$$

sau :

$$\frac{k_3}{k_1} = \frac{a_1 \frac{L}{L_1} M_1}{bM + (b-c) \frac{b_1}{L_1} M_1}. \quad (16)$$

Pentru autotractorul considerat, condițiile (15) vor fi :

$$\frac{k_2}{k_1} = 3,166 \quad \text{și} \quad \frac{k_3}{k_2} = 1,1034. \quad (17)$$

Rapoartele (17) între coeficienții de rezistență la deviere laterală ai pneurilor pentru încărcarea maximă de 8000 kgf, nu sînt respectate în cazul autotractorului SR-115 și semiremorcii SRP-8. Pentru ca aceste

rapoarte să fie îndeplinite ar fi necesar (păstrînd k_2) ca pneurile din față să aibă o elasticitate mai mare decît cea actuală, adică k_1 să fie mai mic, iar pneurile semiremorci să aibă o elasticitate mai redusă, adică k_3 să fie mai mare. Această modificare a coeficienților k_1 și k_3 față de valorile actuale se poate realiza fie prin micșorarea corespunzătoare

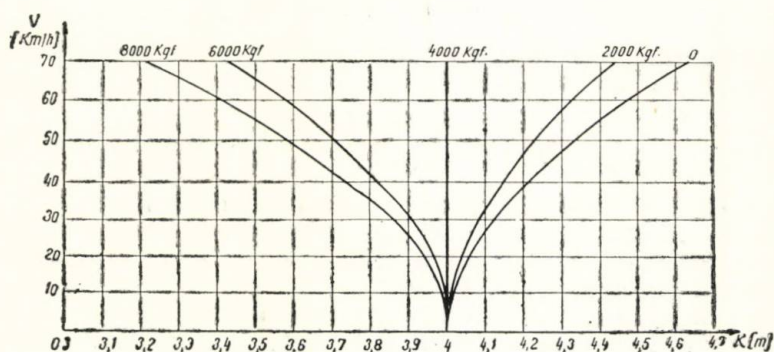


Fig. 5. Variația funcției K cu viteza de deplasare, pentru diferite încărcări utile ale autotrenului.

a presiunii pneurilor din față și mărirea presiunii pneurilor semiremorci, fie folosind în față la autotractor și la semiremorcă pneuri cu aceleași dimensiuni, dar cu elasticitate diferită la aceeași încărcare.

3. Concluzii

Sensibilitatea la viraj a autotractorului, respectiv semiremorci, este un parametru de bază pentru aprecierea manevrabilității și stabilității și poate fi : excesivă, indiferentă și insuficientă. În cazul sensibilității excesive la viraj cu cît viteza de deplasare este mai mare și raza de viraj mai mică, cu atît sensibilitatea excesivă la viraj devine mai accentuată. Sensibilitatea excesivă la viraj influențează negativ manevrabilitatea și stabilitatea autotrenului deoarece, micșorîndu-se raza reală de viraj față de cea geometrică, viteza unghiulară în plan orizontal a autotractorului și semiremorci va crește continuu, iar la o anumită valoare se produce deraparea sau răsturnarea acestora.

În cazul sensibilității insuficiente la viraj, cu cît viteza de deplasare va fi mai mare și raza de viraj mai mică cu atît sensibilitatea insuficientă la viraj se accentuează. Sensibilitatea insuficientă la viraj nu este periculoasă pentru stabilitatea mișcării în curbă a autotrenului. Cînd sensibilitatea la viraj este indiferentă raza reală de viraj va fi întotdeauna egală cu raza de viraj geometrică.

Sensibilitatea la viraj a autotractorului cu semiremorcă depinde de coordonatele centrului de greutate al autotractorului și semiremorcii, de ampatament, poziția dispozitivului de tracțiune al semiremorcii, natura, mărimea și modul de așezare a încărcăturii, viteza de deplasare și de raza de viraj.

Bibliografie

- | | |
|---|---|
| [1]. JINDRA, F.: <i>Tractor and Semi-Trailer Handling</i> . Automobile Engineer, oct. 1963, pag. 438—446. | <i>manevrabilității și stabilității autotrenurilor cu semiremorci la deplasarea în curbe</i> . Institutul politehnic Brașov. Teză de doctorat, martie 1970, pag. 39—59. |
| [2]. IONESCU, E.: <i>Contribuții la studiul</i> | |

SISTEMATIZAREA CALCULULUI CINEMATIC AL MECANISMELOR DE DIRECȚIE ALE AUTOVEHICULELOR PE ROȚI *

PETRE ALEXANDRU

În lucrare se face calculul cinematic unitar al mecanismelor de direcție uzuale prin metoda analitică a rezolvării conturului poligonal-vectorial închis al mecanismului. Studiul cinematic se face atât pentru mecanismele ipotetice-plane cât și pentru cele real-spațiale, fiind însoțit de aprecieri asupra erorii introduse prin calcularea lor ca mecanisme plane și asupra posibilității de realizare a condiției virării perfecte.

Studiul teoretic este însoțit de calcule numerice efectuate la câteva mecanisme real-realizate, cu ajutorul calculatorului electronic numeric.

Dans l'ouvrage on fait la calcul cinématique unitaire des mécanismes de direction usuels par la méthode analytique de solution du contour polygonal-vectoriel fermé du mécanisme. L'étude cinématique est faite pour les mécanismes hypothétiques-planes, et aussi pour les mécanismes réaux-spatiaux, étant accompagnés de considérations sur les erreurs introduit par leur calcul comme des mécanismes-planes et sur les possibilités de réalisation de la condition de virage parfait.

L'étude théorique est accompagné de calculs numériques effectués aux quelques mécanismes réaux réalisés, les calculs e'tant fait par le calculateur électronique numérique.

1. Introducere

Asigurarea virării perfecte a autovehiculelor rutiere, prin punerea relativă a roților directoare în așa fel încît să se asigure centrul unic de viraj, constituie condiția fundamentală a mecanismelor de direcție. Altfel, patinările pneurilor și solicitările suplimentare din timoneria de direcție duc la uzuri ridicate ale cauciucurilor și articulațiilor, la solicitări suplimentare ale organelor direcției și la oboseala conducătorului, stabilitatea autovehiculului micșorîndu-se.

Condiția virării perfecte [10] în cazul roților rigide este cunoscută sub denumirea de condiția Ackermann :

$$\operatorname{ctg} \Theta_e - \operatorname{ctg} \Theta_i = b/L. \quad (1)$$

* Lucrarea a fost executată sub îndrumarea prof. dr. ing. N. I. Manolescu, Institutul politehnic București.

În relația (1), Θ_{e-i} sînt unghiurile de bracare ale roților directoare din exteriorul, respectiv interiorul curbei, $b-L$ fiind distanța dintre pivoți, respectiv dintre osii.

Unghiurile de înclinare relativă ale pivoților [9, 10] fac ca mecanismul de direcție real să fie un mecanism spațial, cu cuple de rotație și sferice. Ori, obișnuit, în literatura de specialitate aceste mecanisme sînt tratate ca mecanisme plane.

Criteriile cinematice ale construirii sistemului de direcție rezultă din condiția ca bazele cinematice pentru parcurgerea corectă a curbei să fie satisfăcute prin alegerea și construirea corespunzătoare a elementelor care compun mecanismul de direcție. La rezolvarea acestei probleme, în literatura de specialitate, se obișnuiește utilizarea următoarelor ipoteze simplificatoare :

- a) pneurile autovehiculului sînt rigide transversal ;
- b) roțile directoare sînt perpendiculare pe suprafața de rulare și paralele cu axa longitudinală a vehiculului (pentru mersul rectiliniu);
- c) pivoții de fuzetă, în jurul cărora se întorc roțile directoare, sînt paraleli între ei și perpendiculari pe suprafața de rulare. Evitarea primei ipoteze a fost analizată de autor în lucrarea [1], în care s-a propus, pentru asigurarea virării perfecte, relația (2) :

$$\operatorname{ctg} \Theta_e - \operatorname{ctg} \Theta_i = b/KL; K=1,2 \dots 1,25. \quad (2)$$

Evitarea ipotezei a doua se poate face prin introducerea unei corecții constante în condiția de virare, corecție care să țină seama de unghiurile de cădere și convergență. Evitarea ipotezei a treia se realizează prin determinarea legii de transmitere a mecanismului de direcție real-spațial, și nu ipotetic-plan, luîndu-se astfel în considerare unghiurile de înclinare laterală și de fugă ale pivoților [1, 2, 3, 7].

Lucrarea își propune stabilirea relațiilor analitice ale legilor de transmitere pentru mecanismele de direcție uzuale, plane și spațiale, compararea acestora, atît între ele cît și cu condiția virării, în vederea obținerii unor indicații asupra erorii care se face prin considerarea mecanismelor de direcție ca mecanisme plane. În cazul în care diferența dintre mecanismul real-spațial și cel ipotetic-plan este mare, este inutil a se face eforturi de obținere a condiției virării perfecte printr-un mecanism de direcție plan, deoarece mecanismul real-spațial va realiza o lege sensibil diferită. De asemenea, lucrarea își propune să dea o metodă unitară analitică de calcul, simplă și adecvată, care să se poată generaliza cu ușurință la toate tipurile de mecanisme de direcție. Această metodă este cea a rezolvării conturului vectorial-polygonal închis al mecanismului [7, 8, 11].

Metoda de studiu utilizată în prezent este cea a proiecției ortogonale [4, 6], greoaie și neadecvată datorită unor parametri neutili care intervin în relațiile finale (în plus s-a aplicat numai la trapezul de direcție). De asemenea metoda geometriei sferice [5] duce la relații finale complicate.

2. Sistematizarea calculului cinematic

Se vor analiza următoarele mecanisme de direcție :

— trapezul de direcție, posterior și anterior osiei din față (figura 1) ;

— patrulaterul de direcție cu două bare transversale, cu pîrghia mijlocie articulată în față și în spate (figura 3) ;

— patrulaterul de direcție cu trei bare transversale, cu paralelogramul mijlociu articulat în față și în spate (figura 5) ;

— mecanismul patină-balansier de direcție (figura 7).

Axele de coordonate xyz se aleg paralele cu axa longitudinală, transversală și verticală ale autovehiculului (în cazul variantelor plane), iar pentru mecanismele spațiale axele de coordonate $xy'z'$ — vy^*z^* sînt rotite cu unghiul de înclinare laterală δ_0 , în jurul axei x , în așa fel încît axele $z'-z^*$ să aibă direcția pivoților.

2.1. *Trapezul de direcție* (figura 1), prin atașarea unui versor la fiecare element al conturului poligonal ACDB [7], are următoarea ecuație de contur vectorial închis :

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_3 + \bar{l}_2 + \bar{l}_4 = a\bar{u}_1 + l\bar{u}_3 + a\bar{u}_2 - b\bar{u}_4 = 0. \quad (3)$$

În relația (3), alegînd ca parametru independent unghiul de rotire α_1 al pîrghiei de direcție din exteriorul curbei, necunoscutele vor fi unghiurile de rotire $\alpha_2 - \alpha_3$ ale barei transversale 3 și pîrghiei de direcție 2 din interiorul curbei, adică versorii $\bar{u}_2 - \bar{u}_3$.

Pentru trapezul *posterior*, ipotetic-plan, alegînd un sens de orientare al unghiurilor, versorii (figura 1a) au expresiile :

$$\bar{u}_1 = \bar{i} \cos \alpha_1 + \bar{j} \sin \alpha_1; \bar{u}_3 = -\bar{i} \sin \alpha_3 + \bar{j} \cos \alpha_3; \bar{u}_2 = -\bar{i} \cos \alpha_2 + \bar{j} \sin \alpha_2; \bar{u}_4 = -\bar{j},$$

unde :

$$\alpha_1 \quad \varphi_1 = \varphi_0 - \Theta_c; \alpha_3 = \varphi_3 - \pi/2; \alpha_2 = \pi - \varphi_2 = \varphi_0 + \Theta_i; \varphi_4 = \frac{3\pi}{2},$$

φ_0 fiind unghiul inițial al pîrghiilor de direcție. Izolînd vectorul necunoscut $l\bar{u}_3$ și ridicînd la pătrat,

$$2a^2 + b^2 + 2a^2\bar{u}_1\bar{u}_4 + 2ab\bar{u}_2\bar{u}_4 = l^2,$$

în urma efectuării produselor scalare și grupării după $\cos \alpha_2$ și $\sin \alpha_2$, se obține ecuația de mișcare sub forma (4),

$$A + B \cos \alpha_2 + C \sin \alpha_2 = 0. \quad (4)$$

În ecuația (4) s-au notat parametrii (5) :

$$A = 2a^2 + b^2 - l^2 - 2ab \sin \alpha_1; B = -2a^2 \cos \alpha_1; C = 2a(a \sin \alpha_1 - b), \quad (5)$$

astfel încît soluția are forma (6) :

$$\cos \alpha_2 = \cos (\varphi_0 + \Theta_i) = -[A \cdot B + \sqrt{B^2 + C^2 - A^2}]/(B^2 + C^2). \quad (6)$$

Pentru trapezul posterior, real-spațial (figura 1b), prin dispunerea trapezului sub nivelul osiei, baza mecanismului devine $b \neq b$,

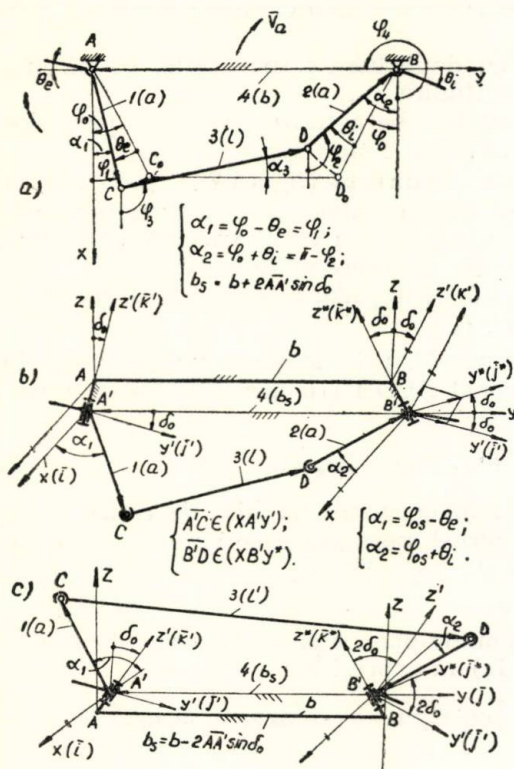


Fig. 1. Trapez de direcție posterior, plan (a) — spațial (b), și anterior (c) — spațial

$$b_s = b + 2 \overline{AA'} \sin \delta_0, \quad (7)$$

iar unghiul de înclinare inițială a pîrghiilor $\varphi_{0s} \neq \varphi_0$:

$$\sin \varphi_{0s} = \sin \varphi_0 / \cos \delta_0 + \overline{AA'} \cdot \operatorname{tg} \delta_0 / a. \quad (8)$$

Ecuția de contur închis,

$$a\overline{u}_1 + l\overline{u}_2 + a\overline{u}_3 + b\overline{u}_4 = 0, \quad (9)$$

conține versorii (sistemele $xy'z'$ — xy^*z^*):

$$\overline{u}_1 = \overline{i} \cos \alpha_1 + \overline{j}' \sin \alpha_1 (\overline{u}_1 \in xA'y'); \quad \overline{u}_3 = \overline{i} \cos \alpha_3 + \overline{j}' \cos \beta_3 + \overline{k}' \cos \gamma_3:$$

$$\overline{u}_2 = -\overline{i} \cos \alpha_2 + \overline{j}^* \sin \alpha_2 =$$

$$= -\overline{i} \cos \alpha_2 + (\overline{j}' \cos 2\delta_0 + \overline{k}' \sin 2\delta_0) \sin \alpha_2;$$

$$\overline{u}_4 = -\overline{j}' \cos \delta_0 - \overline{k}' \sin \delta_0,$$

unde:

$$\alpha_1 = \varphi_{0s} - \Theta_e \text{ și } \alpha_2 = \varphi_{0s} + \Theta_i.$$

Procedînd în mod asemănător trapezului plan, se obține ecuația de mișcare sub aceeași formă (4), avînd soluția (6), parametrii fiind dați de expresiile (10):

$$\begin{aligned} A &= 2a^2 + b_s^2 - l^2 - 2ab_s \sin \alpha_1 \cos \delta_0; \\ B &= -2a^2 \cos \alpha_1; \\ C &= 2a (a \sin \alpha_1 \cos 2\delta_0 - b_s \cos \delta_0). \end{aligned} \quad (10)$$

Pentru trapezul anterior (figura 1c), trebuie observat că lungimea barei transversale este mai mare decît distanța dintre pivoți:

$$l' = b + 2a \sin \varphi_0.$$

Procedînd analog, se obține aceeași formă a ecuației de mișcare (4), cu soluția (6), în care:

$$\begin{aligned} A &= 2a^2 + b^2 - l'^2 + 2ab \sin \alpha_1; \\ B &= -2a^2 \cos \alpha_1; \\ C &= 2a (a \sin \alpha_1 + b), \end{aligned} \quad (11)$$

pentru trapezul ipotetic-plan, și :

$$\begin{aligned} A &= 2a^2 + b_s^2 - l^2 + 2ab_s \sin \alpha_1 \cos \delta_0 ; \\ B &= -2a^2 \cos \alpha_1 ; \\ C &= 2a (a \sin \alpha_1 \cos 2 \delta_0 + b_s \cos \delta_0), \end{aligned} \quad (12)$$

pentru trapezul real spațial.

Se observă că între relațiile (11—12) și (5—10) există doar niște diferențe de semn.

Pe baza relațiilor analitice obținute, s-au făcut *calcule numerice* pentru un caz concret de date (trapezul de direcție al autocamionului Carpați) — (figura 2). S-au trasat legile de transmitere $\Theta_i = f(\Theta_e)$ pentru trapezul posterior, plan (P) și spațial (S), și pentru trapezul anterior, plan (P') și spațial (S'), ca și condiția Ackermann (A). Calculele s-au făcut pe calculatorul OLIVETTI — Programma 101.

Comparînd curba (P) cu (S), se observă că datorită diferențelor $b_s \neq b$, $\varphi_{0s} \neq \varphi_0$, $\delta_0 \neq 0$ din relațiile cinematice ale celor două cazuri, legea de transmitere a trapezului posterior spațial este sensibil diferită de cea a trapezului ipotetic-plan (în special pentru unghiuri de bracare mari). Se impune astfel calcularea acestui trapez ca un mecanism spațial. Buna suprapunere a curbei (P) cu (A) arată că constructorii au calculat acest trapez ca pe un mecanism plan. O mai bună suprapunere între legea reală (S) și condiția impusă (A) se poate obține prin micșorarea unghiului φ_0 .

Curbele (P') și (S') ale trapezului anterior diferă de asemenea la unghiuri mari de bracare, diferențele fiind însă mai mici. Concluzia obținută este aceea că trapezul anterior, dispus la nivelul osiei ($b_s = b$, $\varphi_{0s} \cong \varphi_0$), se poate calcula ca un mecanism plan [6]. Se mai observă că, pe cînd la trapezul posterior curba (S) este dispusă deasupra curbei (P), la trapezul anterior curba (S') este dispusă sub curba (P'). Acest lucru este normal deoarece la schema 1-b, mărind $b_s > b \Rightarrow \varphi_{0s} > \varphi_0$ (caracterul de trapez se accentuează), pe cînd la schema 1-c, mărind $b_s > b \Rightarrow \varphi_{0s} < \varphi_0$ (caracterul de trapez se diminuează, apropiindu-se de paralelogram).

2.2. *Patrulaterul de direcție cu două bare transversale* (figura 3), are în componența sa două patrulatere, legate în serie, antrenate de la pîrghia mijlocie. Determinarea legii de transmitere $\Theta_i = f(\Theta_e)$ se face considerînd drept element conducător pîrghia 1 și element condus pîrghia 2, din primul patrulater determinîndu-se $\alpha_5 = f_1(\alpha_1)$, iar din cel de al doilea $\alpha_2 = f_2(\alpha'_5)$ — [2].

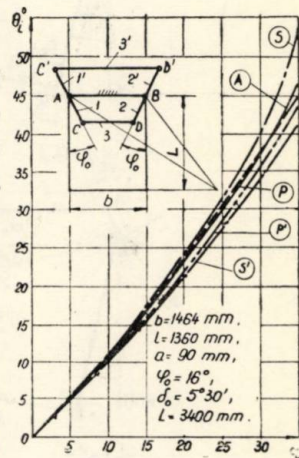


Fig. 2. Legile de transmitere $\Theta_i = f(\Theta_e)$ pentru un trapez de direcție realizat

În sistemul de coordonate xyz, pentru patrulaterul *plan* (figura 3a), ecuațiile de contur închis (13) :

$$\begin{aligned} \text{(I)} \quad & \bar{a}u_1 + \bar{l}u_3 + \bar{c}u_5 + \bar{d}u_4 = 0, & \alpha_1 &= \varphi_0 - \Theta_c, \\ \text{(II)} \quad & \bar{c}u'_5 + \bar{l}u'_3 + \bar{a}u_2 + \bar{d}u'_4 = 0, & \alpha'_5 &= \gamma_0 - \Theta, \end{aligned} \quad (13)$$

conțin necunoscutele :

$$\bar{u}_3 \left(\alpha_3 = \varphi_3 - \frac{\pi}{2} \right); \quad \bar{u}_5 \left(\alpha_5 = \pi - \varphi_5 = \gamma_0 + \Theta \right),$$

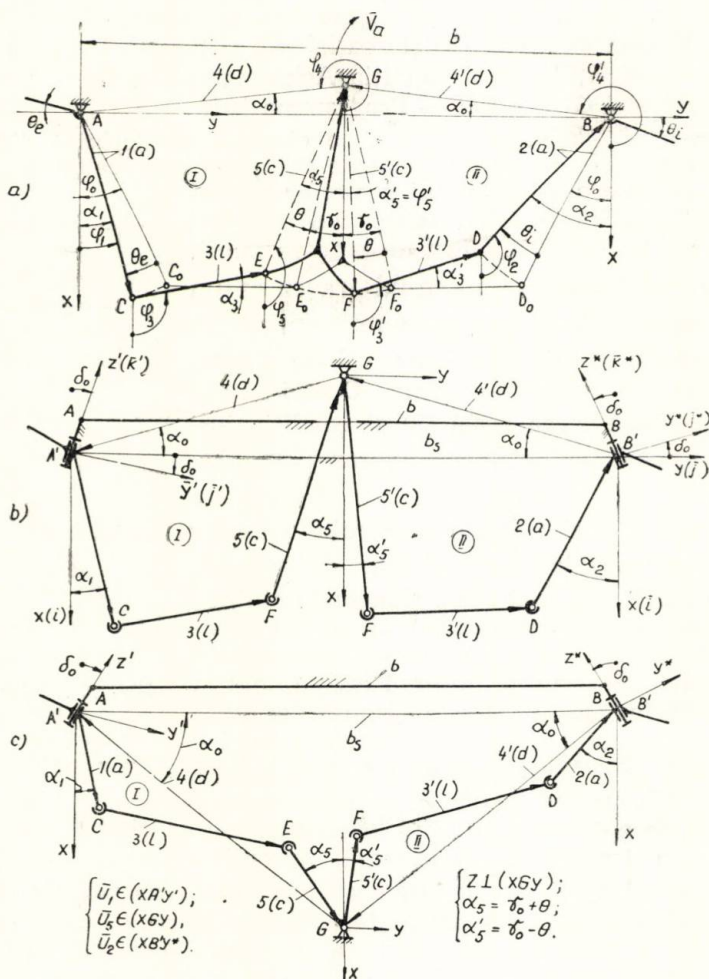


Fig. 3. Patrulater de direcție cu două bare transversale, având pîrghia mijlocie articulată în față, plan (a) — spațial (b), și în spate (c) — spațial

respectiv :

$$\bar{u}_3 \left(\alpha'_3 = \varphi'_3 - \frac{\pi}{2} \right); \bar{u}_2 (\alpha_2 = \pi - \varphi_2 = \varphi_0 + \Theta_1).$$

Eliminând necunoscutele $\bar{u}_3 - \bar{u}_3$, prin ridicarea la pătrat, efectuînd calculele corespunzătoare și grupînd după $\cos \alpha_5 - \sin \alpha_5$, respectiv $\cos \alpha_2 - \sin \alpha_2$, se obțin ecuațiile finale (14):

$$\begin{aligned} \text{(I)} \quad & A + B \cos \alpha_5 + C \sin \alpha_5 = 0, \\ \text{(II)} \quad & A' + B' \cos \alpha_2 + C' \sin \alpha_2 = 0, \end{aligned} \quad (14)$$

avînd soluțiile (15) :

$$\begin{aligned} \text{(I)} \quad & \cos \alpha_5 = \cos(\gamma_0 + \Theta) = -[AB + C\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}]/(B^2 + C^2) = > \Theta; \\ \text{(II)} \quad & \cos \alpha_2 = \cos(\varphi_0 + \Theta_1) = -[A'B' + C'\sqrt{B'^2 + C'^2 - A'^2}]/(B'^2 + C'^2) = > \Theta_1. \end{aligned} \quad (15)$$

S-au notat, în conturul (I), respectiv (II), parametrii (16) :

$$\begin{aligned} \text{(I)} \quad & \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad \sin(\alpha_1 - \alpha_0); \\ B = -2c(a \cos \alpha_1 + d \sin \alpha_0); \\ C = 2c(a \sin \alpha_1 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \\ \text{(II)} \quad & \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd \sin(\alpha'_5 + \alpha_0); \\ B' = -2a(c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a(c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0). \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

Patrulaterul de direcție *spațial* (figura 3b) are :

$$b_s = b + 2A A' \sin \delta_0, \sin \varphi_{0s} = (b_s/2 - c \cos \gamma_0 - l)/a \cos \delta_0. \quad (17)$$

Ținînd seama că sistemele $xy'z' - xy^*z^*$ sînt rotite cu unghiul δ_0 , în jurul axei x (față de sistemul xyz), ecuațiile finale, puse sub aceeași formă, conțin parametrii (18):

$$\begin{aligned} \text{(I)} \quad & \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad(\sin \alpha_1 \cos \alpha_0 \cos \delta_0 - \cos \alpha_1 \sin \alpha_0); \\ B = -2c(a \cos \alpha_1 + d \sin \alpha_0); \\ C = 2c(a \sin \alpha_1 \cos \delta_0 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \\ \text{(II)} \quad & \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd(\sin \alpha_0 + \alpha'_5); \\ B' = -2a(c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a(c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0) \cos \delta_0. \end{cases} \end{aligned} \quad (18)$$

În cazul patrulaterului de direcție avînd pîrghia mijlocie articulată în *spate* (figura 3c), se obțin aceleași ecuații finale (14—15), în care intervin parametrii : pentru patrulaterul *plan* (19) :

$$\text{(I)} \quad \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad \sin(\alpha_1 + \alpha_0); \\ B = 2c(a \cos \alpha_1 - d \sin \alpha_0); \\ C = 2c(a \sin \alpha_1 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \quad (19)$$

$$(II) \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd \sin(\alpha'_5 + \alpha_0); \\ B' = 2a(c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a(c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \quad (19)$$

pentru patrulaterul spațial : (20):

$$(I) \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad(\sin \alpha_1 \cos \alpha_0 \cos \delta_0 + \cos \alpha_1 \sin \alpha_0); \\ B = 2c(a \cos \alpha_1 - d \sin \alpha_0); \\ C = 2c(a \sin \alpha_1 \cos \delta_0 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \quad (20)$$

$$(II) \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd \sin(\alpha_0 + \alpha'_5); \\ B' = 2a(c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a(c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0) \cos \delta_0. \end{cases}$$

A se observa asemănarea dintre relațiile (16—18) și (19—20).

Pe baza relațiilor obținute s-au făcut *calculare numerice* pentru un caz concret de date (tractor Universal).

Calcularele s-au făcut cu calculatorul I.B.M.-360-30E.

S-au trasat curbele $\Theta_i = f(\Theta_e)$ pentru patrulaterul de direcție plan (P) și spațial (S), ca și condiția virării Ackermann (A) și autor (a) — (fig. 4).

Analiza comparativă a curbelor (P) și (S) arată buna lor apropiere pe tot parcursul unghiului de bracare, ceea ce indică că acest patrulater de direcție poate fi calculat [5] ca un mecanism plan (bineînțeles dacă este dispus la nivelul osiei : $b_s = b$, $\varphi_0 \approx \varphi_0$). Se observă în același timp marea depărtare a legii de transmitere de condiția virării (A—a), ceea ce arată că constructorii nu au avut la dispoziție relații analitice de calcul pentru acest patrulater de direcție de complexitate mai mare. Pentru o mai bună apropiere între legea realizată de mecanism și condiția virării impusă, este necesar mărirea unghiului φ_0 al pîrghiilor de direcție.

2.3. *Mecanismul de direcție cu trei bare transversale* (fig. 5) poate fi considerat ca fiind obținut din cel cu două bare, prin intercalarea unui paralelogram mijlociș.

În acest fel, datorită faptului că manivelele paralelogramului se rotesc cu același unghi, ele se pot considera confundate într-o singură pîrghie mijlocie [3], bineînțeles ținîndu-se seama de lungimile reale „d, l”. Astfel se rezolvă conturile (I) și (II), legate în serie, asemănător cazului precedent, determinîndu-se $\Theta_i = f(\Theta_e)$.

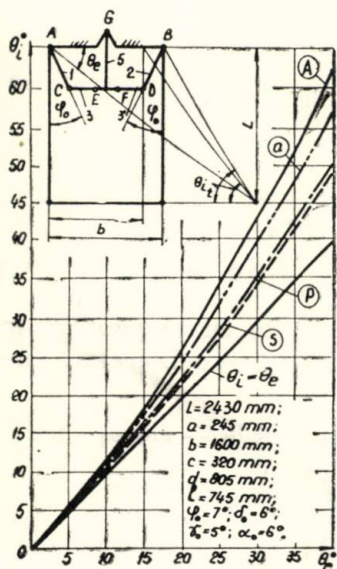


Fig. 4. Legile de transmitere $\Theta_i = f(\Theta_e)$ pentru un patrulater de direcție realizat

Mecanismul *plan* din figura 5a este anterior osiei din față, articulațiile pîrghiilor mijlocii fiind dispuse pe linia osiei. Ecuatiile de con-tur (21) :

$$\begin{aligned} a\bar{u}_1 + l\bar{u}_3 + c\bar{u}_5 + d\bar{u}_4 &= 0, \\ c\bar{u}'_1 + l\bar{u}'_3 + a\bar{u}_9 + d\bar{u}_4 &= 0, \end{aligned} \quad (21)$$

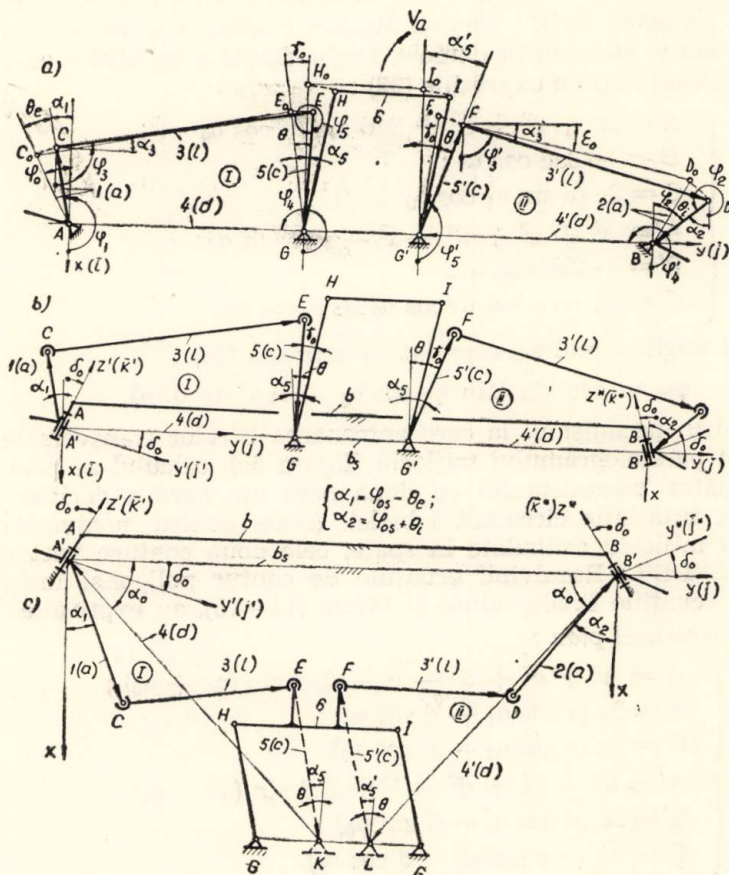


Fig. 5. Patruater de direcție cu trei bare transversale, avînd paralelogramul mijlociu articulat în față, plan (a) — spațial (b), și în spate (c) — spațial

se rezolvă în funcție de necunoscutele $\bar{u}_5 - \bar{u}_2$, ajungînd, în mod asemănător, la ecuațiile (14—15).

Parametrii vor avea expresiile (22) :

$$(I) \quad \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 + 2ad \sin \alpha_1; \\ B = -2ac \cos \alpha_1; \\ C = 2c(a \sin \alpha_1 + d), \end{cases} \quad (22)$$

$$(II) \quad \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd \sin \alpha'_5; \\ B' = -2ac \cos \alpha'_5; \\ C' = 2a (-c \sin \alpha'_5 + d). \end{cases} \quad (22)$$

Mecanismul *real-spațial* (figura 5b) are pivoții $A-B$ roțiți cu unghiul δ_0 , versorul u_1 exprimându-se în sistemul $xy'z'$, u_5 în sistemul xyz , iar u_2 în sistemul xy^*z^* . Pentru fiecare contur, exprimând versorii în același sistem și efectuând calculele, forma finală a ecuațiilor este aceeași, parametrii fiind dați de expresiile (23) :

$$(I) \quad \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 + 2ad \sin \alpha_1 \cos \delta_0 - l^2; \\ B = -2ac \cos \alpha_1; \\ C = 2c (a \sin \alpha_1 \cos \delta_0 + d), \end{cases} \quad (23)$$

$$(II) \quad \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ac \sin \alpha'_5; \\ B' = -2ac \cos \alpha'_5; \\ C' = 2a (-c \sin \alpha'_5 \cos \delta_0 + d \cos \delta_0). \end{cases}$$

Aici unghiul real φ_{0s} este dat de expresia (24) :

$$\varphi_{0s} = \arcsin (\sin \varphi_0 / \cos \delta_0 - \overline{AA'} \cdot \operatorname{tg} \delta_0 / a). \quad (24)$$

Pentru mecanismul la care antrenarea barelor transversale se face de la *biela* paralelogramului mijlociu (figura 5c), calculul se poate concepe asemănător mecanismului cu două bare din care a derivat, datorită mișcării de translație circulară a bielei. Astfel pentru manivelele paralelogramului mijlociu articulate în spate, cele două conture vectoriale sînt $A'CEKA'-LFDB'L$. Rezolvînd ecuațiile de contur poligonal închis, parametrii din ecuațiile finale, aduse la forma (14—15), au expresiile (25—26): pentru mecanismul *plan* :

$$(I) \quad \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad \sin (\alpha_1 + \alpha_0); \\ B = 2c (a \cos \alpha_1 - d \sin \alpha_0); \\ C = 2c (a \sin \alpha_1 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \quad (25)$$

$$(II) \quad \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 + 2cd \sin (\alpha'_5 - \alpha_0); \\ B' = 2a (c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a (-c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0), \end{cases}$$

pentru mecanismul *spațial* :

$$(I) \quad \begin{cases} A = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2ad (\cos \alpha_1 \sin \alpha_0 + \\ \quad + \cos \delta_0 \cos \alpha_0 \sin \alpha_1); \\ B = 2c (a \cos \alpha_1 - d \sin \alpha_0); \\ C = 2c (a \sin \alpha_1 \cos \delta_0 - d \cos \alpha_0), \end{cases} \quad (26)$$

$$(II) \quad \begin{cases} A' = a^2 + c^2 + d^2 - l^2 - 2cd \sin (\alpha_0 - \alpha'_5); \\ B' = 2a (c \cos \alpha'_5 - d \sin \alpha_0); \\ C' = 2a (-c \sin \alpha'_5 - d \cos \alpha_0). \end{cases}$$

Asemănarea relațiilor (25—26) cu (22—23) este evidentă.

Calculule numerice efectuate pe baza relațiilor analitice determinate, s-au făcut pentru un mecanism de direcție real realizat (ARO). Analiza curbelor trasate în figura 6 conduce la concluzii identice cazului precedent (figura 4).

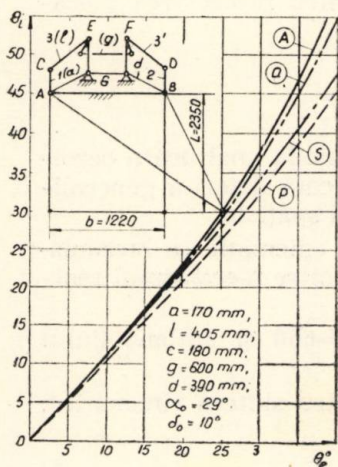


Fig. 6. Legile de transmitere $\Theta_i = f(\Theta_e)$ pentru un patruleter de direcție realizat

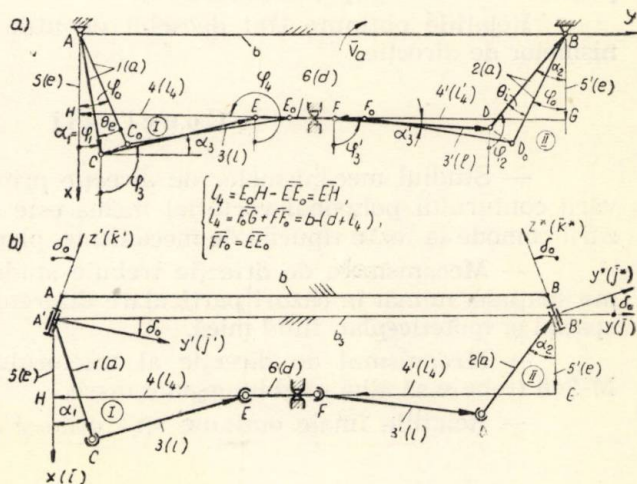


Fig. 7. Mecanism patină-balansier de direcție plan (a) — spațial (b)

2.4. *Mecanismul patină-balansier de direcție* (figura 7) are bara transversală realizată sub formă de cremalieră, executînd astfel o mișcare de translație, întreg mecanismul fiind format prin înserierea a două mecanisme bielă-manivelă excentrice [3]. Din conturul (I), ACEHA, se determină deplasarea cremalierei în funcție de unghiul pirghiei de direcție $l_4 = f_1(\alpha_1)$, iar din conturul (II), FDBGF, se determină $\alpha_2 = f_2(l_4)$ rezultînd în final funcția $\alpha_2 = f(\alpha_1)$, adică $\Theta_e = f(\Theta_i)$. Ecuațiile de contur iau forma finală (27—28) :

$$(I) A + B l_4 + l_4^2 = 0 \Rightarrow l_4 = \frac{1}{2} (B + \sqrt{B^2 - 4A}); \quad (27)$$

$$(II) A' + B' \cos \alpha_2 + C' \sin \alpha_2 = 0 \Rightarrow \cos \alpha_2 = [A' \cdot B' + C'^2 \sqrt{B'^2 + C'^2 - A'^2}] / (B'^2 + C'^2), \quad (28)$$

unde :

$$(I) \begin{cases} A = a^2 + e^2 - l^2 - 2ae \cos \alpha_1; \\ B = -2a \sin \alpha_1, \end{cases} \quad (II) \begin{cases} A' = a^2 + e^2 + l_4'^2 - l^2; \\ B'^2 = -2ae; \\ C'^2 = -2al', \end{cases} \quad (29)$$

pentru mecanismul plan (figura 7a) și :

$$(I) \begin{cases} A = a^2 + e^2 - l^2 - \\ \quad - 2ae \cos \alpha_1; \\ B = -2a \sin \alpha_1 \cos \delta_0, \end{cases} \quad (II) \begin{cases} A' = a^2 + e^2 + l_4'^2 - l^2; \\ B' = -2ae; \\ C' = -2al_4' \cos \delta_0, \end{cases} \quad (30)$$

pentru mecanismul *spațial* (figura 7b).

Relațiile obținute sînt deosebit de utile pentru proiectarea mecanismelor de direcție.

Concluzii

— Studiul mecanismelor de direcție prin metoda analitică a rezolvării conturului poligonal-vectorial închis este indicată datorită generalizării comode la toate tipurile de mecanisme, plane și spațiale.

— Mecanismele de direcție trebuie studiate cinematic ca mecanisme spațiale, numai în cazuri particulare diferența dintre mecanismul real-spațial și ipotetic-plan fiind mică.

— Mecanismul de direcție al tractorului U-650 și automobilului M-240 trebuie să aibă unghiul φ_0 mai mare.

— Relațiile finale obținute sînt utile și pentru sinteza cinematică.

Bibliografie

- [1]. ALEXANDRU, P.: *Asupra legii de transmitere a trapezului de direcție al autovehiculelor rutiere*. Construcția de mașini, nr. 10, 1970, București.
- [2]. ALEXANDRU, P.: *Studiul cinematic al mecanismelor de direcție cu două bare transversale*. Construcția de mașini, nr. 8, 1971 București.
- [3]. ALEXANDRU, P.: *Studiul cinematic al mecanismelor de direcție cu trei bare transversale și a celor cu cremalieră*. Spre publicare în Studii și cercetări de mecanică aplicată, București.
- [4]. CUZMINSKII, V.: *C teorii rulevoi trapetii tractorov i avtomobilei*. Naucinie trudi, Tom. VIII, USHA, 1956.
- [5]. FORKEL, D.: *Ein Beitrag zur Auslegung von Fahrzeuglenkung*. Dtsch. Kraftfahrfor. u. Strassenverk, Heft 145, 1961.
- [6]. IMAN, S., VIRABOV, R.: *Rasciot rulevoi trapetti cac prostranstvennogo mehanizma*. Tractori i selhozmașini, nr. 4, 1965.
- [7]. MANOLESCU, N., ALEXANDRU P.: *Contribuții la analiza cinematică a mecanismelor de direcție ale autovehiculelor rutiere*. Studii și cerc. de mecanică aplicată, nr. 3, 1971, București.
- [8]. MAROȘ, D., ORLANDEA, N.: *Curs de TMM*. Cluj, 1966.
- [9]. OCHNER, P.: *Der Einfluss von Naclauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achschenkellenkungen*. Dtsch. Kraftfahrfor. u. Strassenverk, Heft 123, 1959.
- [10]. UNTARU, M. și col.: *Automobilul*. Ed. didactică și pedagog., București, 1968.
- [11]. ZINOVIEV, A.: *Prostranstvennie mehanizmi i nizmimi parami*. Moscova, 1952, Gotehizdat.

STABILITATEA AUTOMOBILELOR FAȚĂ DE PERTURBAȚII DE DIRECȚIE SINUSOIDALE

GHEORGHE DELIU

Lucrarea se ocupă de stabilitatea mișcării sistemului dinamic cu legături elastice pe care îl constituie automobilul, față de perturbații sinusoidale realizate prin bracărea roților de direcție. Studiul a fost efectuat cu ajutorul unui calculator analogic MEDA-41TA, cu datele numerice ale autoturismului DACIA-1100. În final, se compară datele calculate cu cele obținute pe cale experimentală.

En utilisant un modèle mathématique à trois degrés de liberté — roulis, lacet, derive — on étudie la stabilité des automobiles aux perturbations sinusoidales de direction. L'étude numérique est accompli sur un calculateur analogique MEDA-41TA, avec les données de la voiture roumaine DACIA-1100. On donne, parallèlement, les réponses calculées et expérimentales.

Introducere

Lucrarea de față, o continuare a lucrărilor [1] și [2], se ocupă de stabilitatea mișcării sistemului dinamic cu legături elastice pe care îl constituie automobilul, față de perturbații sinusoidale realizate prin bracărea roților de direcție. Studiul a fost efectuat pe calculatorul analogic MEDA-41TA de la Institutul politehnic București, cu datele numerice ale autoturismului românesc DACIA-1100.

1. Modelul matematic

Se utilizează un model matematic liniar cu trei grade de libertate corespunzătoare celor mai importante mișcări, din punct de vedere al stabilității, și anume: mișcarea de derivă laterală, mișcarea de șerpuire și mișcarea de ruliu. Coordăonatele independente ce descriu mișcarea sînt cele trei unghiuri ψ , α și φ (figura 1).

Ecuatiile de mișcare sînt cele din [1], cu următoarele precizări :

- studiul se face prin metoda „înghețării coeficienților“, deci la viteze de înaintare constante ale vehiculului ;
- perturbația de intrare o constituie unghiul mediu de bracăj al roților de direcție, δ .

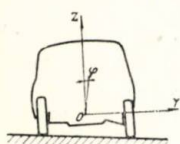
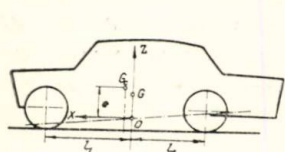
Așadar, ecuațiile de mișcare vor fi :

$$\begin{aligned} MV(\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) + M_s \ddot{\varphi} &= Y_\alpha \cdot \alpha + Y_\varphi \varphi + Y_\psi \ddot{\psi} + Y_\delta \cdot \delta, \\ J_z \ddot{\psi} &= N_\alpha \alpha + N_\varphi \varphi + N_\psi \ddot{\psi} + N_\delta \delta, \\ J_x \ddot{\varphi} + M_s V e (\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) &= L_\varphi \varphi + L_\psi \ddot{\psi}. \end{aligned} \quad (1)$$

În aceste relații, „derivatele stabilității” au următoarele expresii :

$$\begin{aligned} Y_\alpha &= -(D_1 + D_2); & Y_\psi &= D_2 l_2 - D_1 l_1 + n_1 + n_2 \\ Y_\psi &= \frac{1}{V} (D_2 l_2 - D_1 l_1); & L_\varphi &= M_s g e - (c_1 + c_2) \\ Y_\varphi &= D_1 \varepsilon_1 + D_2 \varepsilon_2; & L_\psi &= -(\beta_1 + \beta_2) \\ N_\psi &= \frac{1}{V} [-(D_1 l_1^2 + D_2 l_2^2) + (n_1 l_1 - n_2 l_2)]; & Y_\delta &= D_1 \\ N_\alpha &= (D_1 l_1 \varepsilon_1 - D_2 l_2 \varepsilon_2) - (n_1 \varepsilon_1 + n_2 \varepsilon_2); & N_\delta &= D_1 l_1 - n_1. \end{aligned}$$

Explicitînd derivatele de ordin superior ale variabilelor mișcării, și ținînd cont de semnele derivatelor stabilității, ecuațiile (1) se mai scriu :



$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} &= -a_{11}\alpha + a_{12}\varphi - a_{13}\ddot{\psi} - \\ &\quad - a_{14}\ddot{\varphi} + a_{15}\delta, \\ \ddot{\psi} &= a_{21}\alpha + a_{22}\varphi - a_{23}\ddot{\psi} + \\ &\quad + a_{25}\delta, \\ \ddot{\varphi} &= -a_{31}\alpha - a_{32}\varphi - a_{33}\ddot{\psi} - \\ &\quad - a_{34}\ddot{\varphi}. \end{aligned} \quad (2)$$

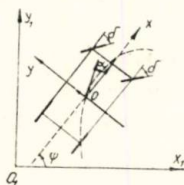


Fig. 1

2. Normarea ecuațiilor de mișcare

Ecuațiile de mișcare pot fi puse sub o formă adimensională, foarte comodă în cazul operațiilor pe calculatorul analogic, transcriindu-le în felul următor :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\ddot{\alpha}}{\alpha_a} \right) &= -a_{11} \frac{\alpha_a}{\alpha_a} \left(\frac{\alpha}{\alpha_a} \right) + \dots + a_{15} \frac{\delta_a}{\alpha_a} \left(\frac{\delta}{\delta_a} \right), \\ &\vdots \\ \left(\frac{\ddot{\varphi}}{\varphi_a} \right) &= -a_{31} \frac{\alpha_a}{\varphi_a} \left(\frac{\alpha}{\alpha_a} \right) - \dots - a_{34} \frac{\varphi_a}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi}{\varphi_a} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

În aceste relații, toate mărimile notate cu indicele „a” reprezintă valori adoptate arbitrar. În felul acesta, rapoartele din paranteze se pot considera de noi variabile (adimensionale) ale unui sistem cu noi coeficienți (b_{st}), și anume :

$$\begin{aligned}\ddot{\alpha}^* &= -b_{11}\dot{\alpha}^* + b_{12}\alpha^* - b_{13}\dot{\psi}^* - b_{14}\ddot{\varphi}^* + b_{15}\delta^*, \\ \ddot{\psi}^* &= b_{21}\dot{\alpha}^* + b_{22}\varphi^* - b_{23}\dot{\psi}^* + b_{25}\delta^*, \\ \ddot{\varphi}^* &= -b_{31}\dot{\alpha}^* - b_{32}\varphi^* - b_{33}\dot{\psi}^* - b_{34}\varphi^*.\end{aligned}\quad (4)$$

Este evident faptul că, pentru a evita saturarea amplificatoarelor, este indicat ca valorile adoptate arbitrar să fie cât mai apropiate maximele reale ; în acest fel variabilele sistemului (4) iau valori apropiate de ± 1 . În acest sens, s-au efectuat cercetări experimentale pe automobilul DACIA-1100, determinându-se mărimile cinematice necesare.

3. Schema-program de calcul

Schema-program de calcul și semnificațiile părților sale componente sînt redată în figura 2.

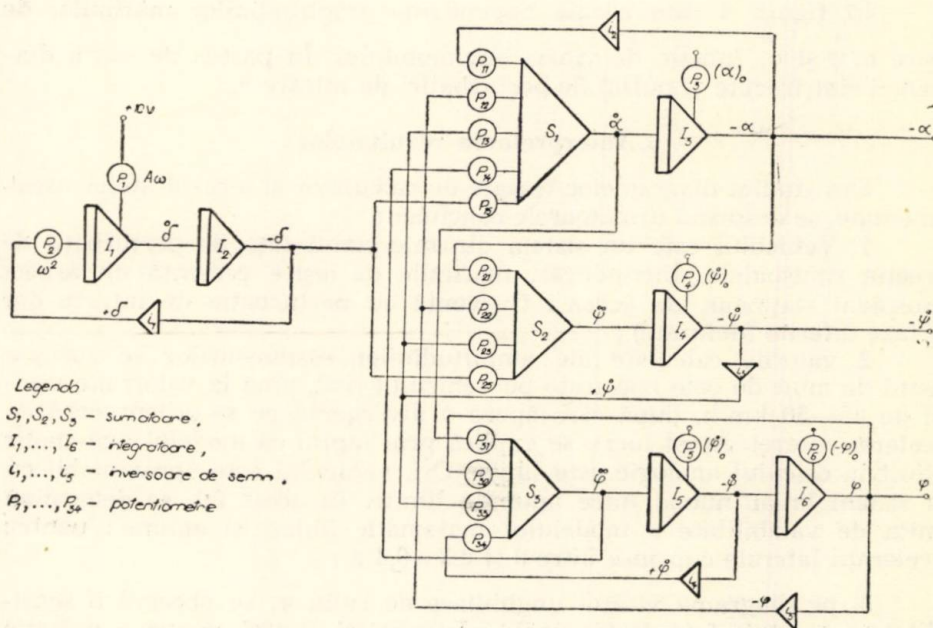
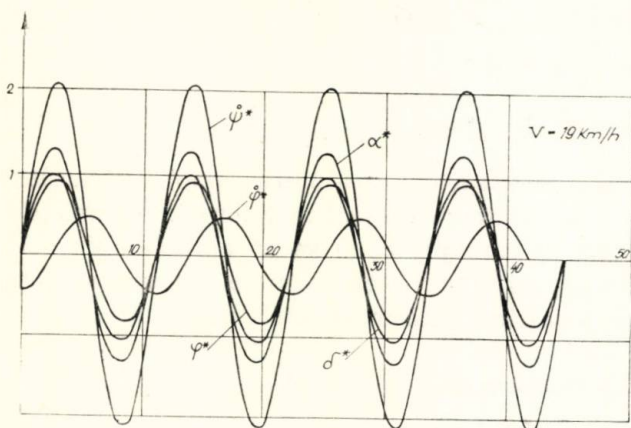


Fig. 2

4. Conducerea calculului

Calculul răspunsurilor de ieșire (α , $\dot{\psi}$, $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) a fost efectuat pentru 8 seturi de coeficienți, corespunzători celor 8 viteze constante la care s-au efectuat și măsurările pe vehiculul real. Mișcarea reală modelată, în

acest fel, pe calculator a fost cea din cadrul unei probe de „slalom“ printre obstacole dispuse în linie, la intervale de 30 m.



Timp [s]

Fig. 3

5. Rezultatele calculului

În figura 3 este redată variația în timp a răspunsurilor, pentru $V = 19$ km/h. Diagrame asemănătoare s-au obținut și pentru celelalte 7 viteze.

În figura 4 este redată dependența amplitudinilor mărimilor de ieșire α , $\dot{\psi}$ și $\dot{\varphi}$, funcție de viteza automobilului. În partea de sus a diagramei sînt trecute și pulsațiile perturbației de intrare δ .

6. Interpretarea rezultatelor

Din studiul diagramelor trasate de calculator și a rezultatelor experimentale, se desprind următoarele concluzii :

1. Vehiculul este un sistem dinamic stabil față de perturbații de direcție sinusoidale. Într-adevăr, mărimile de ieșire prezintă un aspect sinusoidal staționar, de aceeași frecvență cu perturbația de intrare dar cu faze diferite (defazate) ;

2. valorile calculate ale amplitudinilor răspunsurilor se apropie destul de mult de cele măsurate pe vehiculul real, pînă la valori ale vitezei de 45—50 km/h, după care apare o divergență ce se accentuează cu creșterea vitezei. Acest lucru se explică prin faptul că modelul matematic folosit în calculul analogic este liniar. Ori, vehiculul este aproximabil cu un sistem liniar numai între anumite limite. În acest fel, se determină limita de valabilitate a modelului matematic liniar, și anume : pentru accelerații laterale cuprinse între 0 și 0,3—0,4 g ;

3. pe diagrama vitezei unghiulare de ruliu $\dot{\varphi}$, se observă o sensibilitate a acestuia față de frecvența perturbației. Astfel, pentru o pulsație a perturbației de ordinul 1—1, 1 s⁻¹ (care corespunde cu pulsația proprie de ruliu, 1,06 s⁻¹) avem o amplificare a răspunsului în ruliu. Se verifică,

în acest fel, teoretic, constatarea experimentală a existenței unei frecvențe „critice” de șerpuire, ca urmare a cuplajului între cele două mișcări.

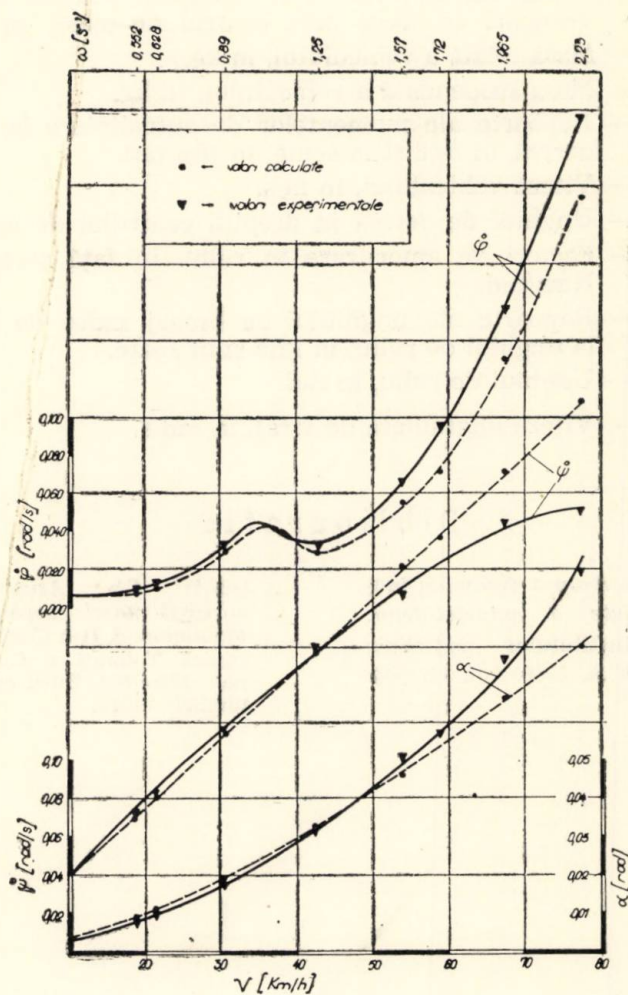


Fig. 4

Notății :

- c_1, c_2 — Rigiditățile de rulu în față și în spate, în Nm/rad .
- D_1, D_2 — Rigiditățile de derivă, în față și în spate, în N/rad .
- e — Înălțimea centrului masei suspendate față de axa de rulu, în m .

- l_1, l_2 — Distanțele centrului de masă la axele din față și din spate, în m.
 J_x — Momentul de inerție al masei suspendate față de axa longitudinală Ox , în $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.
 J_z — Momentul de inerție al întregului vehicul față de axa verticală ce trece prin centrul de masă, în $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.
 M — Masa totală a vehiculului, în kg.
 M_s — Masa suspendată a vehiculului, în kg.
 n_1, n_2 — Rapoarte ale momentelor de autoalinieri la unghiul de derivă, în față și în spate, în Nm/rad .
 V — Viteza vehiculului, în m/s .
 α — Unghiul de derivă în dreptul centrului de masă, în rad.
 β_1, β_2 — Factori de amortizare în ruliu, în față și în spate, în Nms/rad .
 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — Rapoarte ale unghiului de bracăj indus de către ruliul, la unghiul de ruliu, în față și în spate.
 φ — Unghiul de ruliu, în rad.
 $\dot{\psi}$ — Viteza unghiulară de viraj, în rad/s .

Bibliografie

- [1]. DELIU, GH.: *Asupra dinamicii masei suspendate a automobilelor*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A, 1969, vol. 11, pag. 227—238.
 [2]. DELIU, Gh.: *Asupra stabilității mișcării masei suspendate a automobilelor*. A II-a Conferință de Mecanică Tehnică a C.N.I.T., vol. I, pag. 175—189, București, 29—31 octombrie 1970.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XIII — 1971

Tehnologia construcției de mașini

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Vol. XIII — 1971

Series A — Mechanics

The technology of mechanical engineering

*

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mécanique

Tome XIII — 1971

Technologie de construction des machines

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XIII — 1971

Technologie des Maschinenbaues

*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XIII — 1971

Технология машиностроения

INFLUENȚA TRATAMENTULUI TERMIC ASUPRA VARIAȚIILOR DIMENSIONALE LA INELELE DE RULMENȚI DIN OȚEL RUL 1.

P. TUDORAN, V. FITERĂU, E. APETREI

În cadrul lucrării se cercetează influența diferitelor regimuri de tratament termic asupra variațiilor dimensionale ale inelelor de rulmenți cu diametrul exterior — 90 mm și asupra ovalității lor.

Variații dimensionale medii și ovalizări reduse se obțin în cazul aplicării unor regimuri constând din călire de la 845°C în ulei cu temperatura de 60 sau 80°C, urmată de stabilizare în apă rece cu temperatura de 10°C, timp de 1 oră și revenire joasă.

Datele obținute permit fixarea corectă a adaosurilor de rectificare în funcție de tratamentul termic aplicat și reducerea acestor adaosuri până la limitele necesare.

In der Arbeit wird der Einfluss verschiedener Wärmebehandlungen auf die dimensional Veränderungen der Kugellagerringe mit 90 mm äusserem Durchmesser sowie auf die Ovalität derselben studiert.

Mittlere Dimensionsveränderungen und geringe Ovalität erhält man im Falle der Anwendung einer Behandlung die aus einem Abschrecken von 845°C in Öl, mit einer Temperatur von 60 oder 80°C, besteht, gefolgt von einer Stabilisierung von einer Stunde in kaltem Wasser, mit einer Temperatur von 10°C und einem Anlassen auf niedere Temperatur.

Die erhaltenen Werte erlauben ein richtiges Bestimmen der Abschleifzugaben in Abhängigkeit der angewandten Wärmebehandlung und ein Verkleinern dieser Zugaben bis auf die nötigen Grenzwerte.

1. Introducere

Este cunoscut faptul că fiecare constituent metalografic posedă un anumit volum specific. Tratamentul termic aplicat diferitelor piese, provocând schimbări în structura oțelului, provoacă în același timp modificări ale volumului pieselor.

Modificările de volum duc la rîndul lor la variații dimensionale.

Procesul tehnologic de execuție al rulmenților include în ordine operațiile de : forjare, recoacere de înmuiere, prelucrare prin așchiere, tratament termic final, rectificare. Rectificarea fiind ultima operație, ea conferă inelelor dimensiunile finale.

Schimbările structurale ce se produc la tratamentul termic final, format din călire și revenire joasă (150°), fac ca dimensiunile inelelor după tratament să difere de dimensiunile inelelor după prelucrarea prin aşchiere. În mod obișnuit la tratamentul termic final au loc creșteri ale dimensiunilor, din cauză că structura perlitică, existentă înainte de tratament, trece în timpul tratamentului în martensită de revenire cu volumul specific mai mare decât al perlitei.

La operația de prelucrare prin aşchiere, dinainte de tratamentul final, sînt prevăzute anumite adaosuri, așa-numitele adaosuri de rectificare, care urmează a fi înlăturate la operația de rectificare. Cu cît aceste adaosuri vor fi mai mari cu atît prețul de cost al rulmenților va fi mai mare, rectificarea fiind una din operațiile costisitoare.

În lumina celor arătate mai sus devine evident că la fixarea adaosurilor de rectificare trebuie ținut seama în mod obligatoriu și de variațiile dimensionale ce au loc la tratamentul termic final.

Luarea în considerare a acestor variații, permite reducerea pînă la limitele necesare, a adaosurilor de rectificare și scăderea, odată cu aceasta, a prețului de cost al prelucrării pieselor.

Cunoașterea variațiilor dimensionale ce au loc la tratamentul termic final și luarea lor în considerație la fixarea adaosurilor de rectificare prezintă deci importanță tehnică și economică în fabricația de rulmenți. Și aceasta cu atît mai mult cu cît este vorba aici de o producție de masă, care, așa cum se arată și în [1], constituie o problemă de bază a industriei constructoare de mașini.

Pe lîngă variațiile dimensionale manifestate prin creșterea diametrului inelului, în urma tratamentului termic final mai apar și deformări ale inelelor în sensul ovalizării lor. Cercetarea cauzelor care duc la aceste ovalizări și a influenței tratamentului aplicat asupra lor prezintă de asemenea o mare importanță.

2. Scopul lucrării

Avînd în vedere cele de mai sus, în cadrul prezentei lucrări s-a urmărit punerea în evidență a variațiilor dimensionale și ovalizărilor ce au loc la inelele de rulmenți din oțel Rul 1, în cazul aplicării diferitelor regimuri de tratament termic.

3. Metodica utilizată

Pentru cercetarea problemelor enunțate mai sus a fost ales inelul cu diametrul exterior $D_E = 90$ mm, celelalte dimensiuni fiind date în figura 1. Din acest tip de inele au fost pregătite, din aceeași șarjă de oțel, loturi de cîte 10 bucăți. Toate loturile au parcurs aceeași tehnologie pînă la operația de tratament termic final.

Regimurile de tratament termic final, aplicate diferitelor loturi sînt descrise în tabelul 1.

În vederea determinării variațiilor dimensionale și ovalității inelelor s-a procedat în felul următor :

Tabelul 2

Regimurile de tratament termic final aplicate diferitelor laturi de inele de rulmenți

Indicativul regimului	C ă l i r e a		Operații intermediar între călire și revenire	R e v e n i r e	
	Temp. de inc. pentru călire °C	Temp. uleiului de călire °C		Temp. inc. la revenire °C	Durata de menținere ore
1	845	60	Stabilizare în apă rece cu temp. 10°C timp de 1 oră	150 200 250 300	3
2	845	80		Idem	Idem
3	845	120		Idem	Idem
4	Călire dublă cu detensionare intermediară Călire a I 960 90 Detensionare la 400°C timp de 1 h 15' Călire a II-a 845 120		Stabilizare în apă rece la 10°C timp de 1 oră după călire a II-a	Idem	Idem
5	Idem cu regimul 4		Călire sub 0° la -60° timp de 1 oră	Idem	Idem

Pentru determinarea variației dimensionale V_d s-a determinat la fiecare inel în parte abaterile maxime și minime ale diametrului exterior D_E de la valoarea etalon. Făcînd media acestor abateri s-a determinat abaterea medie de la valoarea etalon a diametrului inelului respectiv, notîndu-se această valoare cu $\delta D_{E \text{ inel}}$.

Deci:

$$\delta D_{E \text{ inel}} = \frac{\delta D_{E \text{ max.}} + \delta D_{E \text{ min.}}}{2}.$$

Media aritmetică a abaterilor celor 10 inele din lot ne-a dat abaterea medie de la diametrul etalon pentru întregul lot. Valoarea aceasta a fost notată cu $\delta D_{E \text{ lot}}$.

Prin urmare :

$$\delta D_{E \text{ lot}} = \frac{\delta D_{E \text{ inel } 1} + \delta D_{E \text{ inel } 2} + \dots + \delta D_{E \text{ inel } 10}}{10}.$$

A fost determinată în felul acesta valoarea $\delta D_{E \text{ lot}}$ pentru toate seriile de inele atît înainte de tratament cît și după tratamentul termic

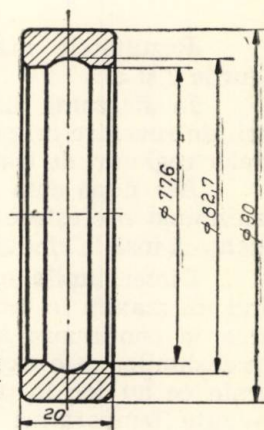


Fig. 1. Schița și dimensiunile tipului de inel experimentat.

final. Diferența a constituit variația dimensională V_d a diametrului exterior D_E în urma tratamentului termic aplicat. Deci

$$V_d = \delta D_{E \text{ ot. după trat.}} - \delta D_{E \text{ lot. înainte de trat.}}$$

Variația dimensională V_d a fost determinată după această metodă pentru toate temperaturile de revenire (150, 200, 250, 300) experimentate și pentru toate cele 5 regimuri de tratament aplicate.

Determinarea ovalității O_v s-a efectuat după următoarea metodă:

A fost determinată la fiecareinel în parte, înainte de tratament și după tratament, diferența între abaterea maximă $\delta D_{E \text{ max.}}$ și abaterea minimă $\delta D_{E \text{ min.}}$ a diametrului exterior D_E . Această diferență ne-a dat ovalitatea inelului $\Delta D_{E \text{ inel}}$.

Prin urmare :

$$\Delta D_{E \text{ inel}} = \delta D_{E \text{ max.}} - \delta D_{E \text{ min.}}$$

S-au obținut în felul acesta valorile ovalităților $\Delta D_{E \text{ inel}}$ înainte de tratament și $\Delta D_{E \text{ inel}}$ după tratamentul termic. Tocmai diferența între aceste două valori reprezintă ovalitatea provocată de tratamentul termic, pe care am notat-o cu $O_{v \text{ inel}}$.

Așadar :

$$O_{v \text{ inel}} = \Delta D_{E \text{ inel după trat.}} - \Delta D_{E \text{ inel înainte de trat.}}$$

Din calculul mediei aritmetice ale O_v inel la cele 10 inele din lot a rezultat ovalitatea medie pe lot $O_{v \text{ lot}}$.

$$O_{v \text{ lot}} = \frac{O_{v \text{ inel}_1} + O_{v \text{ inel}_2} + O_{v \text{ inel}_3} + \dots + O_{v \text{ inel}_{10}}}{10}$$

4. Rezultatele

Rezultatele măsurătorilor au fost sintetizate în diagramele din figurile 2 și 3.

În diagrama din figura 2 este pusă în evidență influența temperaturii de revenire asupra variației dimensionale V_d , în cazul aplicării diferitelor regimuri de tratament termic.

Așa după cum se vede din această diagramă, tratamentul termic a determinat o creștere a dimensiunii inelelor. Această creștere a fost influențată însă la rîndul ei de temperatura de revenire.

Dimensiunile au crescut cu creșterea temperaturii de revenire atîngînd un maxim la temperatura de revenire de 250°C și scăzînd la creșterea în continuare a temperaturii de revenire. O astfel de variație a dimensiunilor este explicabilă dacă se ține seama de transformările structurale ce au loc în procesul de revenire și anume de transformarea la anumite temperaturi de revenire a austenitei reziduale în martensită, transformare ce determină creșterea dimensiunii și de descompunerea martensitei în amestec de ferită + cementită, transformare ce duce la scăderea dimensiunilor.

După cum se vede din aceeași diagramă, curbele reprezentând valorile variațiilor dimensionale în funcție de temperatura de revenire, deși au aceeași alură sau aluri apropiate în cazul diferitelor regimuri de tratament termic aplicat, prezintă însă diferențe în ceea ce privește poziția lor în cadrul diagramei și prin urmare în ceea ce privește valorile variațiilor dimensionale în cazul aplicării unor regimuri diferite de tratament termic.

Înseamnă deci, că temperatura la care se efectuează, revenirea, influențând în mare măsură valorile dimensiunilor finale, va trebui luată și ea în considerare la fixarea adaosurilor de rectificare.

Influența regimului de tratament termic asupra variației dimensionale și asupra ovalității inelelor este prezentată în diagrama din figura 3 pentru temperatura obișnuită de revenire de 150°C.

Din această diagramă rezultă că cele mai mici variații dimensionale apar în cazul aplicării regimurilor 4 și 5. Din păcate însă aceste regimuri, în cazul cercetărilor efectuate de noi, au dat valorile cele mai mari ale ovalizărilor și aplicarea lor la inelele experimentate ar conduce la mărirea procentului de rebut din cauza ovalizărilor.

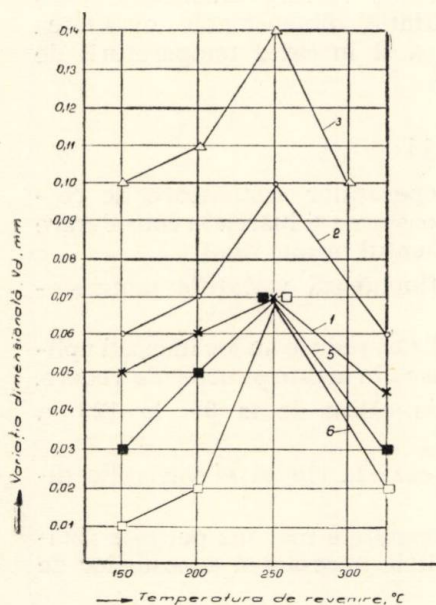


Fig. 2. Influența temperaturii de revenire asupra variației dimensionale Vd, la diferite regimuri de tratament termic: X — regimul 1, o — regimul 2, Δ — regimul 3, □ — regimul 4, ■ — regimul 5.

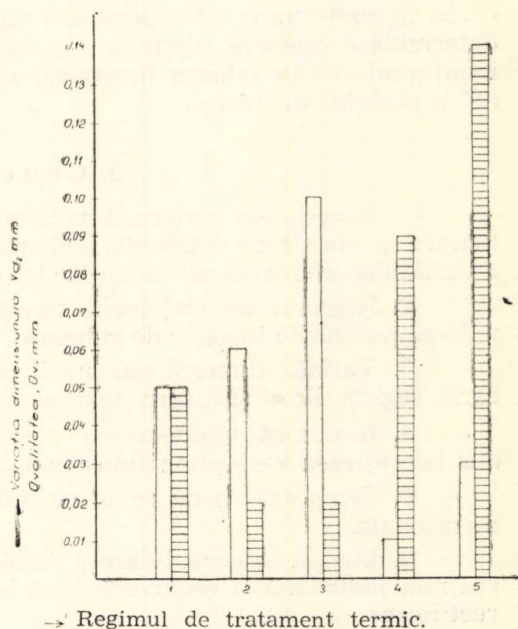


Fig. 3. Influența regimului de tratament termic asupra variației dimensionale și ovalității inelelor de rulmenți cu diametrul exterior DE=90 mm, din oțel Rul 1:
□ — variația dimensională Vd;
▨ — ovalitatea, Ov.

Creșterea ovalizărilor în cazul unor căliri duble sau aplicării unor tratamente preliminare tratamentului final este semnalată și în [2].

Ținând seama deci atât de variațiile dimensionale cât și de ovalizări înseamnă că mai avantajoase apar regimurile 1 și 2, care la variații dimensionale nu prea mari produc ovalizări mici (în orice caz sub limita admisă).

Călirea sub 0° , experimentată în cadrul regimului 5 a dus la creșterea atât a variației dimensionale cât și a ovalizării. Accentuarea variației dimensionale în acest caz poate fi explicată prin transformarea mai completă a austenitei reziduale, transformare însoțită după cum se știe, de creșterea în volum. Rolul austenitei reziduale în modificările dimensionale la oțelul de rulmenți este subliniat în [3].

Cercetându-se influența temperaturii uleiului de răcire asupra variațiilor dimensionale ale inelelor de rulmenți, în lucrarea [2], s-a ajuns la concluzia că în intervalul $20 \dots 80^{\circ}$ temperatura uleiului de răcire practic nu influențează variația dimensională. Experiențele noastre confirmă că o variație a temperaturii uleiului de la 60°C la 80°C nu provoacă într-adevăr modificări dimensionale sensibile reducând însă sensibil valoarea ovalității. Din diagramele din figurile 3 și 4 rezultă mai departe că ridicarea în continuare a temperaturii uleiului la o valoare superioară (120°) determină o creștere sensibilă a valorii variației dimensionale, ovalitatea menținându-se în schimb la același nivel ca și în cazul temperaturii de 80° a uleiului de răcire.

5. Concluzii

1. Necesitatea reducerii volumului operațiilor costisitoare de rectificare la inelele de rulmenți, reclamă cunoașterea și luarea în considerare a variațiilor dimensionale ce au loc la tratamentul termic final.

2. Regimul de tratament termic influențează variațiile dimensionale și ovalizările inelelor de rulmenți.

3. Variații dimensionale medii și ovalizări reduse au loc în cazul aplicării regimurilor 1 și 2, care apar avantajoase din aceste puncte de vedere.

4. Ridicarea temperaturii uleiului de călire de la 80° la 120° a dus la creșterea variațiilor dimensionale.

5. Temperatura de revenire influențează la rândul ei variațiile dimensionale.

6. Luarea în considerare a datelor prezentate mai sus permite fixarea mai judicioasă și reducerea pînă la limitele necesare a adaosurilor de rectificare.

Bibliografie

- | | |
|--|---|
| [1]. BOHUȘ, O.: <i>Cercetări metalurgice</i> .
Nr. 9, 1967, pag. 439. | <i>Metallovedenie i termiceskaia obrabotka metallov</i> . Nr. 9, 1957, pag. 31. |
| [2]. GULIAEV, A. P., ZELBET, B. M.: | [3]. RIEDEL, J. Y.: <i>Metal Progress</i> . V. 88, nr. 3, 1965, pag. 79—80. |

PROVENIENȚA NISIPURILOR BRUTE DE TURNĂTORIE : PROPRIETĂȚI MINERALOGICE ȘI TEHNOLOGICE

EMERIC JAKAB

În dorința de a pune la dispoziția turnătorilor noi sorturi de nisipuri cu calități superioare, prezenta lucrare studiază un mare număr de nisipuri brute, care în majoritatea lor, încă nu au fost folosite la turnarea pieselor.

Analiza granulometrică, determinarea componentei levigabile, determinarea refractarității, fotografierea nisipurilor etc. au permis să se tragă concluzii importante în privința posibilităților de folosire a noi sorturi de nisipuri în turnătorie, precum și sesizarea unor deficiențe ale STAS 1934—64.

Giessereisande sind der Grundwerkstoff im Formen- und Kernherstellungsprozess zum Giessen von Werkstücken in Sandformen.

Die moderne Giesstechnik verlangt sehr genaue physikalische und chemi-

sche Eigenschaften von den Giessereisanden, welche von sehr wenigen im natürlichen Zustande erfüllt werden. Aus diesem Grunde werden die meisten natürlichen Sande vor dem Gebrauch in der Giesserei einer Reihe von Bearbeitungen wie Sortieren, Waschen, Klassieren u.s.w. unterzogen.

In der Arbeit werden die Hauptfaktoren, die die Grundeigenschaften des Sandes beeinflussen, gezeigt und auf Grund dieser werden die analysierten Sande studiert.

Die Schlussfolgerungen in Bezug auf die Anwendungsmöglichkeiten der studierten Sande in der Giesserei, auf Grund der Diagramme der granulometrischen Zusammensetzung und der Fotografien, lassen einige Unzulänglichkeiten des Standards der Grundeigenschaftenbestimmung der Giessereisande zutage treten.

1. Introducere

În industria constructoare de mașini piesele turnate ocupă o pondere foarte mare, cca. 30 ... 85% în greutate.

La obținerea pieselor turnate volumul cel mai mare de muncă, peste 50%, este consumat în procesul de execuție a formelor și miezurilor,

Cu toate că în domeniul procedeelor de turnare metodele moderne de turnare în forme permanente au cunoscut o dezvoltare importantă în ultimele decenii, totuși marea majoritate a pieselor turnate, cca. 90 ... 95%, se obțin cu ajutorul formelor și miezurilor temporare.

Formele și miezurile temporare sînt executate din amestecuri pe bază de nisip de cuarț, 86 ... 98% și lianți minerali sau organici în

proporții de 2...14% care umed fiind, reproduce fidel configurația modelului sau cutiei de miez.

Prin urmare materialul de bază în procesul de execuție a formelor și miezurilor și în consecință pentru fabricarea pieselor turnate, este nisipul cuarțos, față de care tehnica modernă a turnării pieselor, impune caracteristici fizice și chimice deosebit de riguroase.

Nisipurile naturale folosite în turnătorie nu se încadrează decât în foarte rare cazuri în limitele riguroase impuse nisipurilor de turnătorie, din care cauză înainte de folosire, ele trebuie supuse unor operații de prelucrare cum ar fi : spălarea, clasarea, îndepărtarea părților străine etc.

Prin aceste operații de prelucrare o parte din factorii care influențează în mod direct proprietățile nisipurilor brute pot fi modificați. De exemplu, prin operații de spălare-sortare a nisipului se poate reduce conținutul în părți levigabile și în particule mai fine de 0,06 mm (praf) și se poate îmbunătăți considerabil gradul său de uniformitate.

Operații de prelucrare mai complexe aplicate nisipurilor brute pot modifica chiar compoziția chimică a nisipului sau gradul său de alcalinitate.

Dar, după toate aceste prelucrări, mărimea și forma granulelor de nisip (în general starea mineralogică a nisipului) rămân neinfluențate, din cauză că tehnica actuală de prelucrare a nisipurilor nu dispune încă de metode adecvate.

Atâta vreme cât starea mineralogică a nisipurilor brute nu se poate modifica prin metode simple și economice, singura posibilitate pentru a asigura necesarul de nisip de turnătorie este descoperirea și exploatarea nisipurilor brute adecvate pentru turnătorie.

Trebuie specificat faptul că nisipurile cuarțoase destinate amestecurilor de miez, trebuie să corespundă unor condiții și mai pretențioase decât nisipurile destinate amestecurilor de formare.

Dintre aceste condiții amintim :

- conținutul de bioxid de siliciu (SiO_2) minim 97%,
- conținutul în părți levigabile maxim 0,2% (pentru cca. 70% din nisipul pentru miezuri) și maxim 0,5% (pentru cca. 30% din nisipul pentru miezuri) ;
- oxizi de calciu și magneziu ($\text{CaO} + \text{MgO}$) maxim 0,5% ;
- oxid feric (Fe_2O_3) maxim 0,5% ;
- oxizi alcalini ($\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O}$) maxim 0,1%, uneori chiar 0,3% ;
- forma grăuntelui de nisip : rotund, cu muchii și colțuri rotunjite.

Din punct de vedere al granulației, cercetătorii Sakwa și Janicki [1] recomandă pentru amestecul de formare valorile cuprinse între 0,2...0,3 mm ; 0,15...0,2 mm și 0,075...0,15 mm.

Pentru miezuri STAS 5609-1966 [2] recomandă următoarele granulații medii :

- *nisip fin*, grupa M (50) 02 cu granulație medie cuprinsă între 0,15...0,20 mm și 0,10—0,15 mm,

— nisip mijlociu, grupa M (50) 04 cu granulație medie cuprinsă între 0,30—0,40 mm ; 0,25—0,30 și 0,20—0,25 mm.

Pentru toate aceste categorii de nisipuri, particulele mai mici de 0,06 mm (praf) se admit în proporție de maximum 1% iar gradul de uniformitate minimum 70%.

Permeabilitatea la gaze este o altă caracteristică importantă a nisipurilor de turnătorie, care este influențată în primul rând de mărimea grăunților de nisip și în al doilea rând de forma lor. Permeabilitatea este influențată de asemenea și de coeficientul de distribuție granulometrică în sensul că, permeabilitatea crește cu atât mai mult, cu cât gradul de uniformitate este mai ridicat.

Există tendința de a se exagera importanța permeabilității amestecurilor de formare, în general de ea fiind legate defectele de sufluri sau alte defecte asemănătoare, apărute la piesele turnate. Trebuie amintit însă că există o serie de alți factori care primează în formarea de sufluri în piesele turnate. De exemplu, umiditatea amestecurilor de formare poate avea o influență mult mai mare în formarea de sufluri decât permeabilitatea amestecurilor [5].

Suprafața specifică reală a unui nisip, exprimând suprafața în cm² a tuturor grăunților de nisip conținuți într-un gram, are o importanță deosebită, datorită faptului că permite cunoașterea suprafeței care urmează să fie acoperită cu liant. Suprafața specifică reală spre deosebire de analiza granulometrică dă o imagine mai precisă asupra formei grăunțului și a distribuției grăunților.

Suprafața specifică reală este un factor însemnat mai ales în ce privește capacitatea de tasare a nisipului.

Rezistența față de o anumită forță de tasare depinde de suprafața specifică și de forma grăunților de nisip, când cantitățile de liant sînt constante.

Măsurarea suprafeței specifice reale a nisipurilor se bazează pe viteza de trecere a aerului printr-o coloană cilindrică de nisip vibrat. Suprafața specifică reală (S_r) este astfel în funcție de greutatea specifică aparentă, de porozitatea și de permeabilitatea nisipului [3] așa cum se vede în relația :

$$S_r = \frac{\text{constantă}}{\text{greut. spec. aparentă}} \cdot \sqrt{\frac{\text{porozitate}^3}{\text{permeabilitate}}}$$

Suprafața specifică teoretică a unui nisip reprezintă suprafața specifică a acestuia în ipoteza că toți grăunții ar fi sferici. Valoarea acestei suprafețe este întotdeauna mai mică decât a suprafeței specifice reale, diferența fiind cu atât mai mare cu cât grăunții nisipului sînt mai colțuroși.

Suprafața specifică teoretică se poate calcula pe baza unor formule [3], care în cazul mai multor fracțiuni granulometrice se exprimă prin :

$$S_t = \sum n_g \cdot \pi \cdot d_m^2,$$

în care :

n_g — numărul de grăunți ai fracțiunii granulometrice ;

d_m — diametrul mediu al grăunților.

Deoarece numărul de grăunți nu este cunoscut, acesta se înlocuiește cu :

$$n_g = \frac{6 \cdot G_g}{\pi \cdot d_m^3 \cdot \delta},$$

în care :

G_g — greutatea grăunților din fracțiunea granulometrică considerată ;

δ — greutatea specifică a nisipului (în cazul cuarțului este $\delta = 2,65 \text{ gf/cm}^3$).

Înlocuind în relația suprafeței :

$$S_t = \sum \frac{6 \cdot G_g}{\pi \cdot d_m^3 \cdot \delta} \cdot \pi \cdot d_m^2, \quad S_t = \sum \frac{6 \cdot G_g}{d_m \cdot \delta}.$$

Raportul dintre valorile rezultate la determinarea suprafeței specifice reale (S_r) și a suprafeței specifice teoretice poartă numele de *coeficient de unghiularitate* sau *coeficient de formă medie* și indică în ce măsură forma medie a grăunților unui nisip diferă de forma sferică, valoarea ideală a acestuia fiind egală cu 1.

Porozitatea grăunților de nisip este, de asemenea, un indicator important în ce privește în special consumul de liant și de apă la prepararea amestecurilor de formare sau de miez.

Pentru stabilirea porozității unui nisip se folosește o probă medie de nisip spălat, în greutate de circa 200 gf, care se tratează cu apă avînd tensiunea superficială scăzută (apă cu agent de înmuiere), după care apa se îndepărtează cu ajutorul unui dispozitiv de aspirare. Cantitatea de apă rămasă în nisip este cu atît mai ridicată, cu cît grăunții sînt mai poroși.

2. Nisipuri brute indigene studiate în vederea folosirii lor în turnătorii

Pentru a obține piese turnate de calitate corespunzătoare, cu precizie dimensională ridicată, nisipul de turnătorie trebuie să satisfacă caracteristici fizice și chimice deosebit de riguroase.

Deși pe teritoriul țării noastre există depozite naturale de nisipuri foarte importante, problema nisipurilor de turnătorie nu este nici pe departe rezolvată.

Această situație se datorește pe de o parte calității necorespunzătoare a nisipurilor pentru turnătorie ; granulație necorespunzătoare, refractaritate scăzută, grăunți colțuroși etc., precum și lipsei de preocupări manifestate de majoritatea turnătoriilor din țară pentru refolosirea amestecurilor de formare utilizate.

Nisipurile naturale adecvate turnătoriilor sînt alcătuite în principal din cuarț (silice cristalizată), de aceeași natură ca și cristalul de rocă.

Caracterizarea unui nisip se face, după cum se știe, pe baza constantelor sale fizice (structura granulometrică, forma grăunțului de nisip, permeabilitatea etc.) și a compoziției chimico-mineralogice.

Pe baza cercetărilor întreprinse în ultima vreme s-a reușit să se realizeze metode și aparatură specifică determinării unor noi constante fizice, care permit o cunoaștere mai amplă a nisipurilor de turnătorie.

Printre altele, caracterizarea unui nisip sub aspect granulometric nu se mai rezumă la simpla stabilire procentuală a mărimilor de grăunți (prin cernere pe site cu diametrul ochiului standardizat), după îndepărtarea fracției mai mici de 0,02 mm (părți levigabile). Cunoașterea repartiției mărimilor de grăunți permite stabilirea granulației medii (M50) și a gradului de uniformitate (GU) ale nisipului respectiv [4].

Prezentul studiu urmărește punerea în evidență a proprietăților unor nisipuri în afara celor cunoscute și folosite, pentru a contribui la asigurarea necesarului de nisip din turnătorii.

În cadrul studiului s-au cercetat peste 90 de sorturi de nisip, de proveniență foarte diferită, unele cunoscute și exploatate pentru turnătorii, altele pentru industria sticlei, altele pentru construcții etc., etc.

În prima fază a studiului s-a urmărit refractaritatea, conținutul în substanțe levigabile și impuritățile prezente în nisipurile brute studiate. Pe baza rezultatelor studiul s-a continuat numai pentru nisipurile care au o refractaritate corespunzătoare turnării pieselor din oțel și fontă, adică cele care la temperatura de 1350...1400°C rămân nesinterizate.

Analizând rezultatele din prima fază a studiului s-a observat că majoritatea nisipurilor cercetate au o refractaritate scăzută, adică la 1350—1400°C se topesc și se aglomerează, adică se sinterizează.

S-au construit diagramele granulometrice pentru cele 23 sorturi de nisip din țară.

Pentru a ușura compararea nisipurilor și pentru a stabili care din ele pot fi utilizate în turnătorii de oțel și de fontă în afara diagramelor granulometrice la nisipurile studiate au fost făcute și fotografii, folosind o mărire de 20 x. Fotografiile au fost executate cu ajutorul unui Stereomicroscop SM XXB VEB Carl Zeiss Jena, la care s-a adaptat pentru fotografiere aparatul foto Exacta-Varex II, b.

Cu ajutorul diagramelor granulometrice s-a determinat granulația medie și gradul de uniformitate pentru fiecare nisip în parte, rezultatele fiind trecute în tabelul 1.

În acest tabel sînt trecute și cifrele care reprezintă în procente fracțiunea de bază pentru fiecare nisip în parte, obținută prin însumarea resturilor de pe trei site alăturate, conform STAS 1934-64.

Analiza datelor din tabelul 1 precum și a fotografiilor și diagramelor granulometrice permite să se facă următoarele aprecieri asupra nisipurilor brute rămase în studiu :

— Din cele 23 de nisipuri brute majoritatea au rest pe tavă (componentă levigabilă + praf) peste 20%, ceea ce situează aceste nisipuri în categoria nisipurilor semigrase și grase. Pentru folosirea lor în turnătoriile de oțel și fontă este necesară spălarea lor înainte de întrebuințare pentru a le aduce în categoria nisipurilor cuarțoase. Nisipurile cu numărul buletinului de analiză : 51 ; 49 ; 91 ; 30 ; 35 ; 12 ; 105 ; 82, avînd rest pe tavă sub 20% se pot utiliza fără spălare dacă îndeplinesc și alte condiții impuse nisipurilor de turnătorie.

— Determinarea fracțiunii de bază din analiza granulometrică a permis să fie selectate nisipurile care se pot utiliza în amestecurile fără să fie supuse la operații de separare prin sitare a granulelor prea mari sau a celor prea mici.

Tabelul 1

Nr. crt.	Denumirea nisipului și localitatea	Nr. buletin analiză	Granulația medie (M50) mm	Gradul de uniformitate (GU) %	Fracțiunea de bază %
1	Aghireș—Cluj	51	0,26	59,0	04—02 =77,30
2	Araci—Feldioara	49	0,14	55,0	03—015=71,90
3	Băuțari—Caransebeș	91	0,27	66,0	04—02 =69,50
4	Caraorman—Deltă	30	0,19	66,0	03—015=92,00
5	Ciocman—Sălaș	43	0,18	38,0	04—02 =52,30
6	Cotu Văii—Radu Negru	72	0,18	55,0	03—015=86,80
7	Făget—Brănești	34	0,45	78,0	1—04 =90,10
8	Făgetul Ierii—Turda	35	0,25	37,0	06—03 =58,40
9	Fringhiești V ₂ —Ploiești	80	0,11	40,0	02—01 =71,00
10	Gilău—Sălaș	37	0,24	56,0	04—02 =76,95
11	Holbav—Brașov	27	0,19	30,0	04—02 =50,65
12	Hudești—Dorohoi	85	0,18	55,0	03—015=71,90
13	Liești—Tecuci	68	0,14	43,0	02—01 =72,78
14	Miorcani—Dorohoi	12	0,25	53,0	04—02 =82,50
15	1 Mai—Brașov	24	0,18	36,0	04—02 =58,50
16	Nisipari—Basarab	66	0,16	40,0	03—015=57,50
17	Păltinoasa—G. Humorului	1	0,17	56,0	03—015=67,04
18	Pătîrlage—Crivineni V ₁	76	0,095	34,0	02—01 =74,70
19	Suitoare—Brașov	26	0,20	24,0	06—03 =50,30
20	Var 1—Dealul Cucului	44	0,23	80,0	04—02 =84,75
21	Văleni—Ploiești	105	0,14	51,0	02—01 =82,60
22	Valea lui Mihai—Oradea	54	0,085	62,0	015—006=88,50
23	Vadul Crișului—Cluj	82	0,31	55,0	04—02 =71,70

Totuși nisipurile : 43 ; 35 ; 27 ; 24 ; 66 ; 1 ; 26, avînd fracțiunea de bază sub 70% necesită operații de sitare pentru a îndepărta atît granulele prea mari cît și cele prea mici pentru a mări gradul de uniformitate a acestor nisipuri. Cercetînd dimensiunile sitelor extreme care dau fracțiunea de bază a nisipului, se constată că nisipul 34 are fracțiunea de bază 1,0—0,4, iar nisipurile 35 și 26 au fracțiunea de bază pe sitele 0,6—0,3. Aceste nisipuri au deci granulație prea mare ca să fie utilizate în turnătoriile de oțel și fontă, întrucît la asemenea granulații nu se poate evita apariția defectelor de asperitate.

— Analiza microscopică și fotografiile executate au permis clasificarea nisipurilor din punct de vedere al formei granulelor de nisip după prevederile standardului în vigoare [4] în cele 4 grupe :

- granule rotunde : 30 ; 72 ; 105,
- granule cu colțuri rotunjite : 1 ; 12 ; 27 ; 34 ; 35 ; 37 ; 54 ; 76 ; 82 ; 85,
- granule colțuroase : 24 ; 26 ; 43 ; 51 ; 66 ; 68 ; 80 ; 91,
- granule așchioase : 44 ; 49.

Din această clasificare a rezultat că numai trei sorturi de nisip satisfac condiția privind forma granulelor cit mai apropiată de forma sferică.

Majoritatea nisipurilor brute indigene se încadrează în categoria nisipurilor cu granule, cu colțuri rotunjite sau granule colțuroase.

În cazul folosirii acestor nisipuri, deși nu există posibilități să se acționeze asupra formei granulelor, se recomandă cel puțin să fie folosite în stare spălată și sortate pe anumite clase de dimensiune pentru a permite stăpânirea proprietăților de bază ale amestecului (permeabilitate, rezistență mecanică, refractaritate etc.).

Studiul efectuat asupra unui număr relativ mare de nisipuri a permis observarea unor lipsuri ale STAS 1934-64 pe lângă cele criticate de prof. dr. ing. C. Wanyorek în teza sa de doctorat [6].

Standardul amintit stabilește determinarea „Fracțiunii de bază” ca suma cea mai mare a resturilor care rămân pe 3 site consecutive și se simbolizează prin numărul sitelor extreme din cele 3 site considerate.

Pentru stabilirea „Granulației medii (M50)” același standard consideră mărimea ochiului sitei teoretice, prin care ar trece 50% din nisip (nisip exclusiv componenta levigabilă = 100) determinată din curba granulometrică.

Logic ar fi ca această granulație medie să se găsească în intervalul de dimensiune care ne dă fracțiunea de bază, ori se constată că nu în rare cazuri (6 din 23) dimensiunea granulației medii (M50) este situată în afara intervalului de dimensiune menționat (cazul nisipurilor cu nr. buletinului de analiză : 49 ; 35 ; 27 ; 24 ; 76 ; 26, din tabelul 1).

Se presupune că această anomalie se datorește modului greșit de construire a diagramei granulometrice, folosind pe abscisă scara logaritmă iar pe ordonată scara liniară.

Tot prin această reprezentare greșită se poate explica și diferența care se obține între valorile exprimate în procente ale fracțiunii de bază a nisipului și gradul de uniformitate (GU) determinat cu ajutorul diagramei granulometrice, ca diferență dintre cantitățile de nisip pentru sitele $\frac{4}{3}$ M50 și $\frac{2}{3}$ M50.

Trebuie arătat că diferența între aceste două mărimi : fracțiunea de bază și gradul de uniformitate nu se supune nici unei reguli ; în anumite cazuri are valori mici (nisipul : 91 ; 34 ; 66 ; 44 ; 1 din tabelul 1) sau în alte cazuri valori foarte mari (nisipul : 30 ; 72 ; 80 ; 68 ; 12 ; 76 ; 105) punând sub semnul întrebării care din aceste mărimi recomandate de același standard este bine să fie folosită la caracterizarea unui nisip.

Pentru a elimina aceste neajunsuri semnalate, primul pas trebuie să fie schimbarea sistemului de coordonate în care se face reprezentarea

diagramei granulometrice și anume : și pe abscisă să se folosească o scară liniară, iar punctele de intersecție pentru trasarea curbei să se obțină la intersecția orizontalei care indică nisipul în % de greutate pe o anumită dimensiune de sită și a verticalei care trece prin valoarea medie a intervalului de dimensiune pe care îl reprezintă sita și nu la valoarea minimă a intervalului de dimensiune așa cum se face în prezent.

C o n c l u z i i

— Din cele peste 90 de sorturi de nisip studiate numai un număr redus de nisipuri corespund cerințelor impuse de turnătorii, și acestea trebuie să fie supuse unor operații de spălare și sortare ;

— Nisipuri cu granule rotunde sau rotunjite care asigură reducerea consumului de liant, se găsesc în număr redus de sorturi și sînt scumpe din cauza operațiilor de prelucrare pe care le solicită ;

— Nisipurile brute de calitate găsindu-se în cantități limitate și la prețuri destul de ridicate, este necesar să se intensifice acțiunea de refolosire a nisipurilor de turnătorie prin operații de regenerare și recuperare adecvate pentru a reduce consumul de nisip nou ;

— Pentru analiza corectă, completă și consecventă a nisipurilor folosite în turnătorie este necesară revizuirea standardului în vigoare.

B i b l i o g r a f i e

- [1]. W. SAKWA și E. JANICKI: *Alegerea corectă a compoziției amestecului de formare*. Giesserei—Praxis, nr. 17/1965, pag. 343—346.
- [2]. ***: *Materiale de formare. Nisipuri pentru turnătorie*. STAS 5609-66, grupa H 48.
- [3]. V. POENIȚĂ: *Utilizarea în turnătorii a nisipurilor și lianților minerali din zăcămintele noi*. ICTCM — București, 1967.
- [4]. ***: *Nisipuri de turnătorie și amestecuri de formare. Metode de încercări și analiză*. STAS 1934-64.
- [5]. V. POENIȚĂ și A. HUBER: *Nisipuri cuarțoase pentru turnătorii*. Metalurgia, nr. 10/1970, pag. 664—667.
- [6]. C. WANYOREK: *Caracterizarea prin indici numerici a structurii fizice și spațiale a amestecurilor granulare plastice cu aplicații în producția semifabricatelor pentru construcția de mașini*. Teză pentru obținerea titlului de doctor inginer, Brașov, 1970.

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA ALIERII CU ALUMINIU ASUPRA CARACTERISTICILOR MECANICE ALE OȚELULUI 35 M 16

PETRE TUDORAN

În cadrul lucrării se cercetează influența aluminului în cantități de 0,015%—0,106% Al asupra caracteristicilor mecanice ale oțelului 35M16.

Din cercetări rezultă că în stare călită și revenită, influența Al se manifestă în direcția ridicării atât a caracteristicilor de rezistență cât și a celor de plasticitate și tenacitate, apărând posibilitatea obținerii la oțelul 35M16 prin microaliere cu Al a unor caracteristici mecanice superioare celor ale mărcii de bază și înlocuirii prin oțel 35M16 microaliat cu Al a unor oțeluri mai scumpe, aliate cu elemente deficitare.

В работе исследуется влияние алюминия в количествах от 0,015 до 0,106% Al. на механические характеристики стали 35 М 16.

Из исследований вытекает что это влияние проявляется по разному в стали кованой и нормализованной по сравнению со сталью закалённой и отпущенной.

В стали кованой и нормализованной добавка алюминия приведёт к повышению характеристик пластичности и вязкости и к сохранению почти на том же уровне характеристик прочности. В состоянии закалённом и отпущенном, влияние алюминия проявляется в направлении повышения как характеристик прочности так и характеристик пластичности и вязкости. Появляется таким образом возможность получения у стали 35 М 16 легированной алюминием свойств более высоких чем в основной марки и замены сталью 35 М 16 легированной алюминием сталей более дорогих легированных дефицитными элементами.

1. Introducere

Se cunoaște că alumiuniul introdus în oțel exercită o influență importantă asupra proprietăților [1].

În ceea ce privește influența aluminului asupra proprietăților mecanice ale oțelurilor de îmbunătățire, în literatură există însă date care arată o influență negativă sau neînsemnată [2], alături de altele, care indică o influență pozitivă [3] a acestui element.

Influența Al asupra proprietăților este legată cel mai des de influența lui asupra granulației oțelului.

În lucrarea [4] se atrage însă atenția asupra influenței deosebite pe care alumiuniul o are asupra formei și modului de repartizare a incluziunilor nemetalice și în special a sulfurilor, legându-se influența alumiuniului asupra proprietăților de influența lui asupra incluziunilor nemetalice.

Deși în lucrările [5], [4] și altele apărute ulterior au fost aduse o serie de date importante, totuși problema conținuturilor optime de alumiuniu în oțel rămâne o problemă deschisă pînă în momentul de față.

Dovadă valorile diferite ale adaosurilor de alumiuniu la dezoxidare recomandate în lucrările [6], [7], [4].

Cele de mai sus arată că problema influenței alumiuniului în oțeluri reclamă încă numeroase precizări.

2. Scopul lucrării

În cadrul prezentei lucrări se urmărește obținerea de date privind influența alumiuniului asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35M16 și stabilirea pe această cale a conținuturilor optime ale acestui element în oțelul cercetat.

3. Materialul și metodică de cercetare

În vederea cercetării influenței alumiuniului asupra proprietăților mecanice, au fost elaborate șarje experimentale din oțel 35M16, cu conținuturi diferite de alumiuniu.

Elaborarea s-a efectuat într-un cuptor cu inducție cu frecvență de 2500 Hz cu creuzet acid și avînd o capacitate de aproximativ 125 kg.

Compoziția chimică a șarjelor experimentale este dată în tabelul 1.

Tabelul 1

Compozițiile chimice ale șarjelor experimentale

Nr. șarjei	E l e m e n t e, %			
	C	Mn	Si	Al
16	0,35	1,59	0,35	0,015
17	0,35	1,60	0,38	0,034
18	0,36	1,48	0,42	0,058
19	0,36	1,43	0,43	0,088
29	0,37	1,44	0,41	0,106

Din cauza creuzetului acid, conținutul de siliciu depășește cu puțin (maximum 0,1%) limitele prescrise pentru marca 35M16.

Conținuturile de P și S se află în limitele normale, respectiv sub 0,031% P și sub 0,021% S.

După elaborare, șarjele au fost turnate în lingotiere de fontă prevăzute cu maselote, obținîndu-se lingouri de 290 mm lungime și avînd

secțiunea de 105×105 mm în partea superioară și 75×75 mm în partea inferioară.

După solidificare, lingourile au fost supuse unei recoaceri la temperatura de 850—880°C cu menținere de 4 h, decojite și forjate în bare de Ø 35 mm.

Forjarea s-a efectuat la un ciocan de 400 kg, temperatura începutului forjării fiind de 1200—1250°C, iar a sfârșitului de 850—900°C.

Pentru executarea epruvetelor de tracțiune din barele de Ø 35 mm, au fost obținute prin forjare manuală la ciocan bare de Ø 15 mm, iar pentru epruvetele de reziliență — bare cu secțiunea pătrată de 13×13 mm. Barele de aceste secțiuni au fost apoi debitate la lungimile necesare pentru realizarea epruvetelor de tracțiune și reziliență.

Materialul astfel obținut a fost împărțit în 6 loturi diferite, fiecare lot cuprinzând bucățile de bară pentru cîte trei epruvete de tracțiune și pentru cîte trei epruvete de reziliență.

Cele 6 loturi diferite au fost supuse în continuare unor regimuri diferite de tratament termic. Descrierea acestor regimuri este dată în tabelul 2.

Tabelul 2

Regimurile de tratament termic aplicate barelor forjate din care au fost executate epruvetele pentru încercări mecanice

Nr. lotului	Regimul de tratament termic aplicat
I	Fără tratament termic după forjare
II	Normalizare de la 850—880°C, menținere 30 min.
III	Normalizare de la temperatura de 850—880°C, 30 minute menținere Călire de la 850°C, menținere 30 minute, răcire în ulei Revenire la 450°C, menținere 1 h, răcire în apă
IV	Normalizare de la 850—880°C, menținere 30 minute Călire de la 850°C, menținere 30 minute, răcire în ulei Revenire la 500°C, menținere 1 h, răcire în apă
V	Normalizare de la 850—880°C, menținere 30 minute Călire de la 850°C, menținere 30 minute, răcire în ulei Revenire la 550°C, menținere 1 h, răcire în aer
VI	Normalizare de la 850—880°C, menținere 30 minute Călire de la 850°C, menținere 30 minute, răcire în ulei Revenire la 600°C, menținere 1 h, răcire în aer

Din barele astfel tratate au fost obținute epruvete de tracțiune cu secțiunea rotundă avînd dimensiunile : $d_0 = 10$ mm ; $D = 14$ mm și $h = 45$ mm, în conformitate cu STAS 200-67 și epruvete de reziliență cu  = 10 mm ; $l = 55$ mm și creștătură în formă de „U” de 2 mm, în conformitate cu STAS-ul 1400-66.

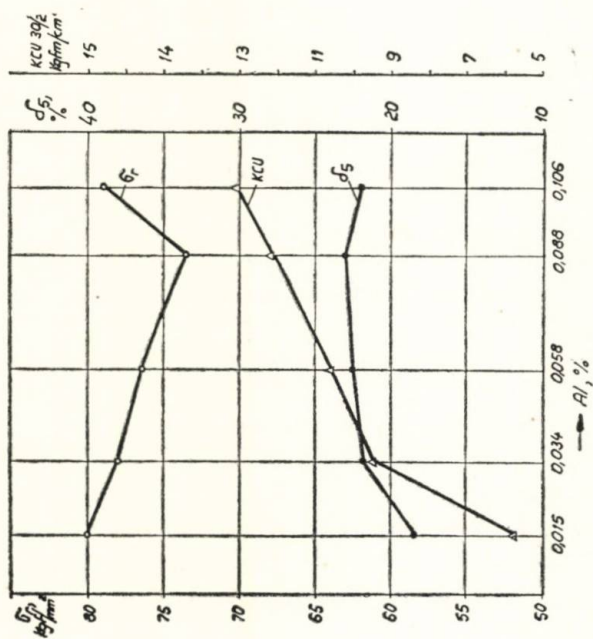


Fig. 1. Influența Al asupra proprietăților mecanice ale 35 M 16. Stare forjată.

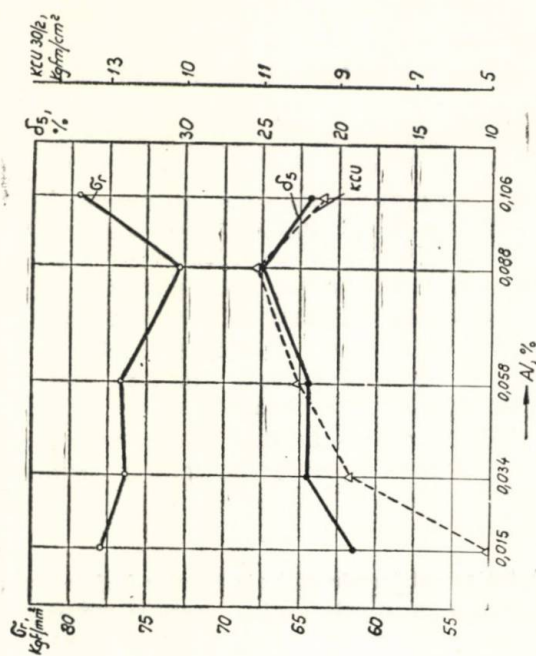


Fig. 2. Influența Al asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35 M 16. Stare normalizată.

Încercarea epruvetelor de tracțiune s-a efectuat la o mașină de încercat la tracțiune de 20 tone, iar a epruvetelor de reziliență la un pendul Charpy avînd energia potențială de 30 kgfm.

Valorile după care au fost construite diagramele din lucrare reprezintă media aritmetică a rezultatelor obținute la încercare a trei epruvete.

4. Rezultatele obținute

4.1. Influența aluminului asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35 M 16 în stare forjată și în stare normalizată

Influența Al asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35M16 sînt prezentate grafic în diagrama din figura 1 pentru starea forjată și în diagrama din figura 2 pentru starea forjată și normalizată.

Așa după cum se vede din aceste diagrame, creșterea conținutului de Al de la 0,015% Al la 0,088% Al atrage după sine scăderea valorii rezistenței la rupere și creșterea valorii alungirii la rupere și a rezilienței atît în stare forjată cît și în stare normalizată.

Ridicarea în continuare a conținutului de Al de la 0,088% Al la 0,106% Al determină o creștere a valorii rezistenței la rupere și o scădere a valorii alungirii la rupere și a rezilienței în stare normalizată. În stare forjată ridicarea conținutului de Al de la 0,088% Al la 0,106% Al determină de asemenea ridicarea rezistenței la rupere și scăderea alungirii la rupere, reziliența marcînd în schimb o creștere continuă.

La șarja 29 aliată cu 0,106% Al, în stare normalizată se obțin proprietăți de rezistență comparabile cu cele ale șarjei de referință 16, nealiată cu Al, dar elaborată în condiții similare, la proprietăți superioare de plasticitate și tenacitate. Această situație este ilustrată de tabelul 3, în care se dau comparativ principalele caracteristici mecanice, obținute la cele două șarje.

Tabelul 3

Principalele caracteristici mecanice ale șarjei 29 conținînd 0,106% Al, în comparație cu cele ale șarjei de referință 16 cu 0,015% Al.

Nr. șarjei	Al, %	Caracteristicile mecanice în stare normalizată			
		σ_r , kgf/mm ²	δ_5 , %	Z, %	KCU 30/2/10 kgf/mm ²
16	0,015	78,05	19,0	46,6	9,39
29	0,106	79,56	22	61,76	5,05

Rezultă deci că în stare forjată și normalizată prin aliere cu Al pot fi ridicate caracteristicile de plasticitate și tenacitate ale oțelului 35M16, caracteristicile de rezistență menținîndu-se la aproximativ același nivel.

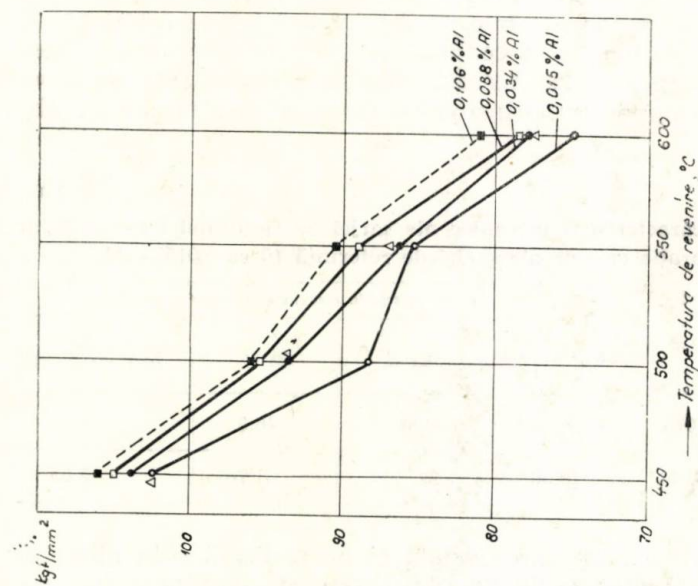


Fig. 3. Influența aluminului asupra rezistenței la rupere a oțelului 35 M 16 revenit la temperaturi diferite.
 $\circ$ — 0,015 % Al (șarja 16); Δ — 0,034 % Al (șarja 17); $\square$ — 0,058 % Al (șarja 18); $\blacksquare$ — 0,106 % Al (șarja 19); $\blacksquare$ — 0,103 % Al (șarja 29).

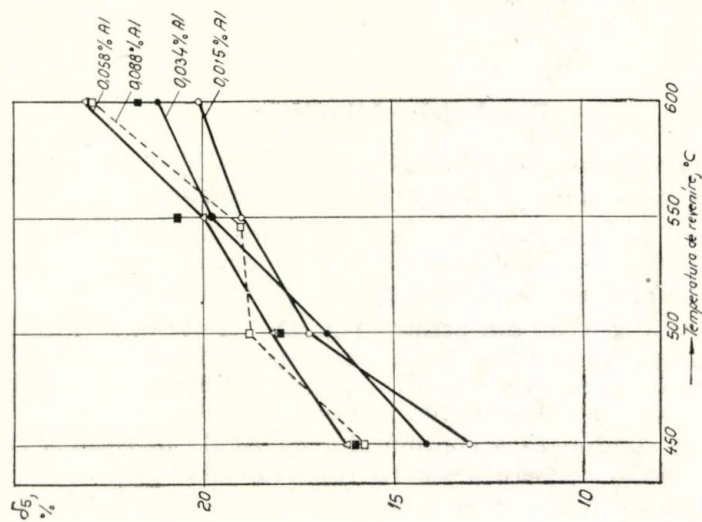


Fig. 4. Influența aluminului asupra alungirii la rupere a oțelului 35 M 16 revenit la temperaturi diferite.
 $\circ$ — 0,015 % Al; Δ — 0,034 % Al; $\square$ — 0,058 % Al; $\blacksquare$ — 0,106 % Al

4.2. Influența aluminului asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35 M 16 în stare călită și revenită.

Influența aluminului asupra proprietăților mecanice ale oțelului 35M16 călit și revenit la diferite temperaturi este prezentată în diagramele din figurile 3—5, punându-se în evidență influența alierii cu Al asupra rezistenței la rupere (figura 3), alungirii la rupere (figura 4) și rezilienței (figura 5).

Din diagramele prezentate rezultă că ridicarea conținutului de Al de la 0,015% Al pînă la 0,106% Al atrage după sine o creștere continuă a rezistenței la rupere, asociată cu o creștere în paralel și a valorilor alungirii la rupere și a rezilienței.

Îmbinarea cea mai favorabilă a valorilor caracteristicilor de rezistență, plasticitate și tenacitate se obține la șarjele 19 (cu 0,088% Al) și 29 (cu 0,106% Al). Pentru compararea, în tabelul 4 sînt prezentate valorile caracteristicilor mecanice ale acestor șarje alături de cele ale șarjei 16 de referință, nealiată cu Al, dar elaborată în condiții similare.

După cum se vede din acest tabel la șarjele 19 și 29 aliate cu 0,088%, respectiv 0,106% Al se obțin caracteristici de rezistență superioare cu aproximativ 6—7 kgf/mm² față de cele ale șarjei de referință 16, nealiată suplimentar cu Al, caracteristicile de plasticitate și tenacitate menținându-se la nivele apropiate sau superioare celor ale șarjei de referință.

Cele de mai sus permit recomandarea alierii suplimentare cu Al a mărcii 35M16 atunci

cînd de la acest oțel se cer caracteristici sporite de rezistență, plasticitate și tenacitate. Prin oțel 35M16 aliat suplimentar cu Al, element ieftin și accesibil pot fi de asemenea înlocuite în unele cazuri mărci de oțeluri superioare aliate cu elemente mai scumpe și deficitare.

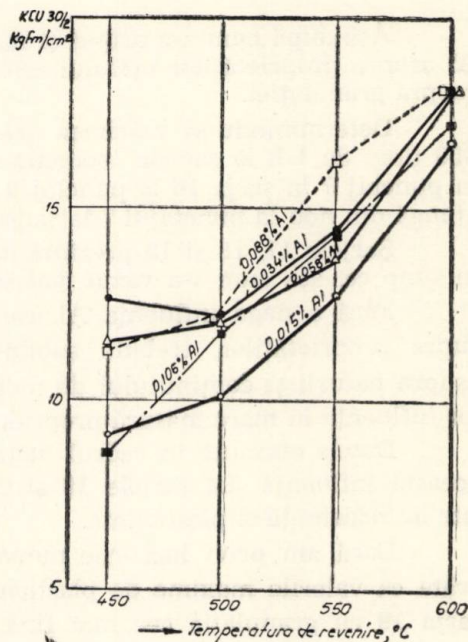


Fig. 5. Influența aluminului asupra rezilienței oțelului 35 M 16 revenit la temperaturi diferite.

○ — 0,015 % Al; ● — 0,034 % Al;
 Δ — 0,058 % Al
 □ — 0,088 % Al; ■ — 0,106 % Al.

Tabelul 4

Principalele caracteristici mecanice ale șarjelor 16, 19 și 29 obținute în urma călirii și revenirii la 500°C.

Nr. șarjei	Al, %	Caracteristici mecanice după călire și revenire la 500°C			
		σ_r , kgf/mm ²	δ_5 , %	Z, %	KCU 30/2/10, kgfm/cm ²
16	0,015	88,66	17,25	56,6	10,81
19	0,088	95,58	18,83	62,63	12,25
29	0,106	95,88	18,16	56,4	11,08

5. Interpretarea rezultatelor obținute

Așa după cum s-a arătat și mai sus, în literatură [3], [2], influența Al asupra proprietăților oțelului este legată cu precădere de influența lui asupra granulației.

Determinându-se mărimea grăuntelui real după normalizare de la 850 timp de 1 h la șarjele cercetate se constată că ea se micșorează de la punctaj 7 la șarja 16 la punctaj 9 la șarjele 17, 18 și 19, pentru ca să ajungă din nou la punctajul 7 la șarja 29.

Șarjele 17, 18 și 19 prezintă deci aceeași mărime a grăuntelui real, în timp ce, așa cum s-a văzut mai sus, proprietățile lor mecanice diferă.

Fără a nega influența Al asupra granulației și prin aceasta și asupra proprietăților, trebuie subliniată însă influența acestui element asupra naturii și conținutului de incluziuni nemetalice, care pot la rândul lor influența în mare măsură proprietățile oțelului.

Datele obținute în cadrul lucrării ilustrează, după părerea noastră, această influență. La șarjele 19 și 29 au fost obținute proprietăți diferite de rezistență și plasticitate.

Dacă am privi lucrurile numai prin prisma granulației am putea arăta că valorile maxime de plasticitate și tenacitate au fost obținute la șarja 19 cu granulația cea mai fină. Aici au fost obținute însă valorile minime ale σ_r , care se explică, după părerea noastră, prin impurificarea maximă cu incluziuni nemetalice și în special cu oxizi a acestei șarje (punctaj 4 în cel mai impur cîmp, după STAS 5949-65).

Creșterea conținutului de Al de la 0,088% Al la 0,106% Al a dus la scăderea cantității de incluziuni nemetalice, în special de oxizi (care ajung la punctajul 1 în cel mai impur cîmp), ceea ce ar putea explica creșterea valorii rezistenței la rupere, iar în stare forjată chiar și a valorii rezilienței.

Datele obținute confirmă deci pentru oțelul 35M16 influența Al asupra naturii și conținutului de incluziuni nemetalice.

6. Concluzii

A. În stare forjată și în stare normalizată alierea suplimentară cu Al a mărcii 35M16 atrage după sine ridicarea considerabilă a caracteristicilor de plasticitate și tenacitate, caracteristicile de rezistență menținându-se la aproximativ același nivel.

B. În stare călită și revenită, influența Al se manifestă în direcția ridicării atât a caracteristicilor de rezistență cât și a celor de plasticitate și tenacitate. Prin aliere cu Al în anumite cantități se poate obține o creștere cu aproximativ 6—7 kgf/mm² a valorii rezistenței la rupere asociată cu o creștere ușoară și a caracteristicilor de plasticitate și tenacitate.

C. Cele de mai sus conduc la concluzia că alierea cu Al creează posibilitatea obținerii la oțelul 35M16 a unor caracteristici mecanice superioare celor ale mărcii de bază. Apare astfel perspectiva înlocuirii într-o serie de cazuri cu oțel 35M16 aliat cu aluminiu a unor mărci mai scumpe de oțeluri, aliate cu elemente deficitare.

Bibliografie

- [1]. MESKIN, V. S.: *Osnovi legirovaniia stali*. Izd. Metalurghii, 1964.
- [2]. VIAZNICOV, N. F.: *Legirovannaiia stali*, Metallurghizdat, 1951.
- [3]. HOUDREMONT, E.: *Handbuch der Sonderstahlkunde*. II band, Springer-Verlag, 1956.
- [4]. ȘULTE, IU. A.: *Nemetallische vliuceniia v electrostali*, Izd. Metallurghii, 1964.
- [5]. SIMS, E. E., DAHLE, F. B.: *Transactions American Foundrymen's Associations*. V. 46, 1938.
- [6]. DOBROHOTOV, N. N.: *Liteinoe proizvodstvo*, Nr. 12, 1958.
- [7]. LEVI, L. I., HORONJEK, E. B.: *Liteinoe proizvodstvo*. Nr. 6, 1960.

ÎNCERCĂRI PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR TEHNOLOGICI DE SUDARE A ALUMINIULUI 99,5% LA SUDAREA ELECTRICĂ PRIN PRESIUNE

GH. I. IONESCU, D. COSTESCU, L. SCOROBETIU, V. POPOVICI

Problema sudării tablelor subțiri cu grosimi sub 1 mm de aluminiu prin procedeul de sudare electrică prin presiune, este în centrul atenției din cauza avantajelor tehnico-economice pe care le oferă.

În acest domeniu nu sînt date pentru aplicarea metodei la aluminiul indigen cu puritate de 99,5%.

S-a analizat influența asupra calității îmbinării, pregătirea materialelor, a formei electrozilor, a parametrilor de sudare prin presiune, modul de acționare și efectul ciclului termic asupra metalurgiei îmbinării. Se dau indicații asupra metodei de control radiografic, metodă pentru care abia acum încep să apară propuneri.

Din rezultatele obținute, după datele lucrării se pot realiza îmbinări sudate de calitate, ceea ce deschide posibilitățile de aplicare pe scară industrială.

Das Widerstandsschweissen der Dünobleche unter 1 mm. Dicke bietet besondere Vorteile.

Es wird der Einfluss der Schweissparameter auf die Güte der Schweissung des 99,5 Aluminiums untersucht. Die Schweissverbindungen sind radiographisch untersucht worden. Diesbezüglich werden neue Daten mitgeteilt.

Die Ergebnisse der Untersuchungen ermöglichen eine richtige Anwendung dieses Schweissverfahrens.

1. Lucrarea de față reprezintă o continuare a cercetărilor colectivului asupra posibilităților de sudare și a analizei sudabilității aluminiului și a aliajelor sale prin diferite procedee [1], [2].

Sudarea prin presiune, procedeu modern de sudare de înaltă productivitate se realizează datorită forțelor coeziunii interatomice sub presiune și încălzirii locale a pieselor care se îmbină prin curentul ce se scurge.

În această etapă se analizează comportarea aluminiului 99,5% de proveniență românească la sudarea electrică prin puncte.

La sudarea electrică prin puncte se cere un reglaj exact al timpului de sudură și al energiei consumate pentru fiecare sudură.

Aceasta cere o determinare exactă a momentelor de conectare și de deconectare a tensiunii respectiv a curentului ce trece prin piesele de sudat, precum și variația în limite fine a valorii efective a curentului, deci a încălzirii pieselor.

Se impune un reglaj electronic al încălzirii pieselor de sudat, reglaj ce se poate realiza continuu sau cu un număr mare de trepte.

Principalii parametri de sudare în puncte sînt :

- intensitatea curentului în secundar,
- efortul de compresiune a pieselor,
- durata conectării curentului,
- diametrul electrozilor,
- calitatea suprafețelor de contact, între care trebuie să existe o corelație.

Ținînd seama de faptul că asupra sudabilității metalelor în condițiile sudării prin presiune, conductibilitatea electrică și termică au o influență deosebită, pentru metalele neferoase trebuie să se aleagă regimuri și procedee tehnologice de sudare potrivite care să asigure învingerea dificultăților ce apar în legătură cu conductibilitatea termică și electrică ridicată a acestora.

Particularitatea sudării metalelor neferoase constă în necesitatea aplicării densităților mari de curent și în mărirea presiunii de strîngere, adică se preferă sudarea în regimuri rigide [3].

În cazul sudării electrice prin presiune a aluminiului și a aliajelor sale se impun condiții speciale utilajului și regimului de sudare, care constau în stabilirea unor regimuri de încălzire și presare mai riguroase decît pentru oțel.

Sudarea electrică prin presiune a aluminiului se efectuează în regimuri dure, deoarece este necesar să se asigure o încălzire pe o zonă minimă.

Pentru sudarea aluminiului pur în linie [3] sînt necesari curenți mari, care nu întotdeauna se pot obține la utilajul existent, iar limitele grosimilor sudate depind de tipul și puterea mașinii de sudat.

2. Determinarea parametrilor tehnologici de sudare a aluminiului 99,5% de diferite grosimi la sudarea electrică prin puncte

În vederea sudării electrice prin puncte, suprafețele tablelor trebuie pregătite pe cale mecanică sau chimică pentru a asigura o rezistență constantă a stratului de oxizi de pe suprafața pieselor [4].

În cazul îmbinărilor pretențioase curățirea mecanică sau chimică trebuie precedată de îndepărtarea impurităților de pe suprafață cu diverși solvenți, benzină sau acetonă.

Curățirea mecanică se face cu perii circulare sau cu hîrtie abrazivă. Pentru curățirea chimică se recomandă [4] scufundarea pieselor timp de 12—36 minute într-o soluție formată din 300—350 g/l acid ortofosforic și 0,1—1,0 g/l bicromat de potasiu (soluția nr. 1).

O soluție de tratare chimică a suprafețelor mai rapidă este compusă din 12% HNO_3 tehnic și 0,4% HF în soluție apoasă, la care timpul

de menținere a pieselor este 2—6 minute la temperatura de 25°C (soluția 2).

Tratarea chimică este urmată de o spălare în curent de apă rece timp de 1 minut, o spălare în apă caldă și o uscare rapidă [5].

Compoziția băilor și regimurile de tratament chimic influențează substanțial rezistența electrică de contact care nu trebuie să depășească 120 $\mu \Omega$ [6].

În experimentele noastre s-au folosit table decapate mecanic precum și chimic, în ambele soluții.

În vederea sudării prin puncte a tablelor de aluminiu s-a utilizat o mașină de sudare electrică prin presiune cu transformator de 150 kVA, cu intensitatea maximă în secundar de 30 KA la o tensiune de 7,7 Volți.

Electrozii indicați a se folosi la sudarea aliajelor ușoare sînt din aliaje pe bază de cupru cu rezistența mecanică ridicată. Indicele de aplicabilitate a unui aliaj pentru executarea electrozilor mașinilor de sudare prin presiune este duritatea ridicată la temperaturi înalte.

Electrozii care îndeplinesc aceste condiții la sudarea prin puncte a aliajelor ușoare pot fi confecționați din :

- bronzuri cu 1,00% Cd și restul Cu, cu duritatea după tratament HB 110 ;
- bronzuri cu Cr și Zr (0,46% Cr și 0,16% Zr) și circa 81% Cu la care duritatea este HB 130 ;
- bronzuri cu 0,08% Cr și 76% Cu avînd HB 114 ;
- aliaje de cupru cu Ag (0,07% Ag) sau cu Zr (0,31% Zr) sau cu Mg și B (0,06% Mg și 0,05% B) [7].

Încercările practice s-au efectuat cu electrozi confecționați din două aliaje cu compoziția chimică : 0,5% Cr ; 0,002% Sb ; 0,0012% As ; 0,005% Pb ; 0,0045% Fe, restul cupru și 0,001% Cd ; 1,14% Cr ; 0,003% Sb ; 0,0014% As ; 0,005% Pb ; 0,040% Fe restul cupru.

Testele pentru determinarea regimului optim de sudare precum și pentru stabilirea influenței diferiților parametri care influențează sudarea tablelor de Al pur 99,5% de diferite grosimi și care au constituit obiectul cercetării noastre au fost :

2.1. Influența modului de pregătire a suprafețelor pieselor sudate asupra rezistenței îmbinării

În urma pregătirii mecanice probele nu au dat rezultate satisfăcătoare, datorită măririi rugozității suprafeței influențînd negativ regimul de sudare și ca urmare nu au făcut obiectul studiului.

Pregătirea chimică a permis sudarea tablelor cu rezultate mult mai bune.

Variația rezistenței îmbinării în funcție de soluția folosită la decapare se observă în figura 1, figura 2 și în continuare în figurile 6 și 7.

Se constată că rezultate mai favorabile se obțin în cazul utilizării soluției nr. 2, care prezintă un avantaj și în privința duratei reduse de atac propriu-zis.

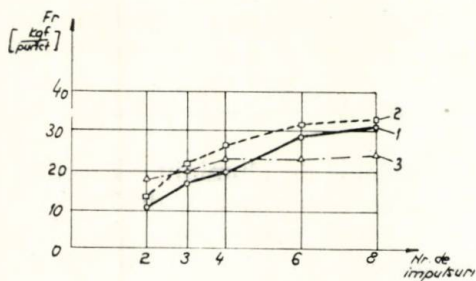


Fig. 1.

LEGENDA :

- 1 o — o $p = 3,5 \text{ kgf/mm}^2$
 - 2 □ — □ $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$
 - 3 Δ — Δ $p = 1,5 \text{ kgf/mm}^2$
- decapant soluția 2
 $p = 105 \text{ kVA}$
 $g = 0,5 \text{ mm}$

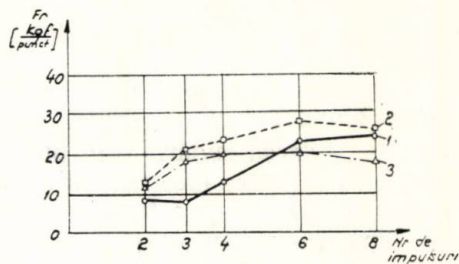


Fig. 2.

LEGENDA :

- 1 o — o $p = 3,5 \text{ kgf/mm}^2$
 - 2 □ — □ $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$
 - 3 Δ — Δ $p = 1,5 \text{ kgf/mm}^2$
- decapant soluția 1
 $p = 105 \text{ kVA}$
 $g = 0,5 \text{ mm}$

2.2. Influența presiunii specifice și a numărului de impulsuri asupra rezistenței la tracțiune-forfecare, a îmbinării sudate prin presiune

Încercările au fost efectuate pe epruvete STAS 7932-67 de formă dreptunghiulară de dimensiuni $100 \times 16 \text{ mm}$.

Datorită dificultăților pe care le ridică posibilitățile de măsurare a intensităților de valori mari în secundar, s-a luat ca parametru puterea reglabilă a mașinii. Astfel s-a menținut puterea constantă $P = 105 \text{ kVA}$ și s-a variat presiunea specifică de apăsare a electrozilor pentru diferite regimuri ale programărilor.

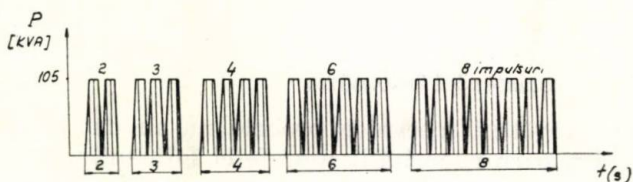


Fig. 3.

Din figura 1 și 2 reiese că presiunea specifică optimă este $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$, iar depășirea numărului de impulsuri peste valoarea 6 nu este eficace, deoarece nu se înregistrează o creștere a rezistenței la tracțiune-forfecare.

Impulsurile s-au aplicat după mai multe cicluri care sînt reprezentate în figura 3.

În cazul puterilor mai mari de 105 kVA și la un număr de impulsuri mai mare de 4 se observă o scădere substanțială a rezistenței la tracțiune-forfecare, fenomen evidențiat în figura 4.

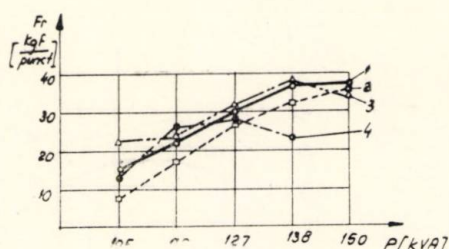


Fig. 4.

LEGENDA :

- 1 o — o Nr. impulsuri = 2
 - 2 □ - - - □ Nr. impulsuri = 3
 - 3 Δ - · - Δ Nr. impulsuri = 4
 - 4 o - · - o Nr. impulsuri = 6
- decapant soluția 2
 $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$
 $g = 0,5 \text{ mm}$

Cauza acestei scăderi a rezistenței este supraîncălzirea nucleului, însoțită de expulzări ale materialului.

2.3. Influența programării curentului asupra rezistenței la tracțiune-forfecare a îmbinării sudate.

În cazul în care mașina de sudat prin presiune are o putere relativ redusă, pentru utilizarea ei la realizarea unor îmbinări corespunzătoare se poate programa curentul.

Această programare permite îmbunătățirea calității îmbinărilor sudate, deoarece creșterea lentă a curentului favorizează stabilirea unui contact electric bun între electrozi și piesă micșorînd temperatura zonei de contact.

Descrășterea lentă a curentului împiedică solidificarea rapidă a nucleului topit permițînd astfel o forjare mai bună a îmbinării sudate și evitarea formării de fisuri sau goluri.

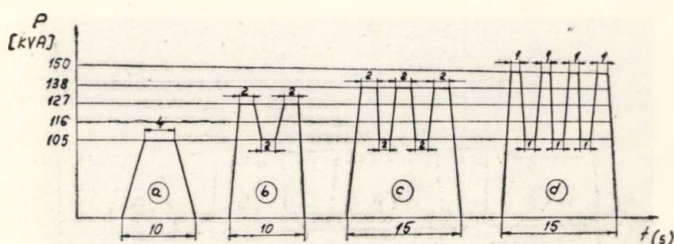


Fig. 5.

Mergînd pe această idee în cadrul încercărilor efectuate s-a realizat programarea curentului reprezentată în figura 5.

Folosind programarea curentului după ciclurile reprezentate în figura 5 (a, b, c, d), s-au obținut îmbinări sudate cu două table de 1,0 mm

grosime, ale căror rezistențe la tracțiune-forfecare sînt reprezentate în figura 6.

Îmbinările sudate în aceleași condiții de programare cu două table de 0,5 mm grosime și încercate la tracțiune-forfecare au dat rezultatele arătate în figura 7.

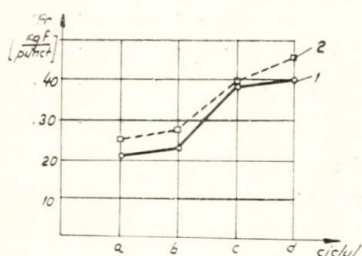


Fig. 6.

LEGENDA :

- 1 o — o decapant soluția 1
- 2 □ ---- □ decapant soluția 2
- $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$
- $g = 1 \text{ mm}$

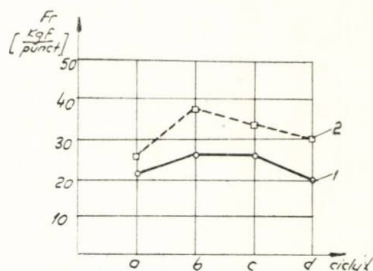


Fig. 7.

LEGENDA :

- 1 o — o decapant soluția 1
- 2 □ ---- □ decapant soluția 2
- $p = 2,3 \text{ kgf/mm}^2$
- $g = 0,5 \text{ mm}$

2.4. Cercetarea metalografică a îmbinărilor sudate

Epruvetele sudate în diversele regimuri au fost examinate sub aspect microscopic. Cercetarea a permis observarea omogenității îmbinărilor, a extinderii nucleului, precum și a zonei de influență.

S-a constatat că punctele sudate în regimuri care au condus la rezistențe scăzute, apar cu limite de demarcație la interfața celor 2 table.

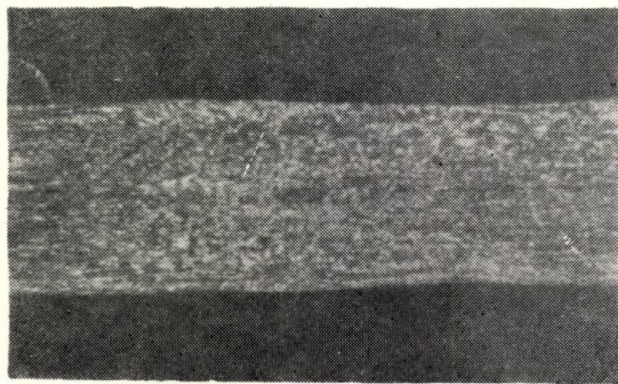


Fig. 8.

Astfel tablele cu grosime $g = 0,5$ sudate cu 2 impulsuri la presiunea specifică a electrodului $p = 3,5 \text{ kgf/mm}^2$, decapate în soluția nr. 2, prezintă o macrostructură necorespunzătoare, cu linie de demarcație (fără nucleu topit) ca în figura 8, — față de punctul realizat cu 8 impulsuri — restul parametrilor rămânând constant — a cărei macrostructură arată formarea nucleului și realizarea unei îmbinări omogene (figura 9).

De asemenea s-a făcut studiul macroscopic pentru tablele sudate în regimul corespunzător, figura 1 și figura 2 — curba nr. 2 — care au prezentat valori maxime pentru rezistența la forfecare-tracțiune.

Rezultatele cercetării macroscopice care apar în figura 10, figura 11 și figura 12, arată îmbinări realizate corespunzător în cazul folosirii unui regim de sudare optim.

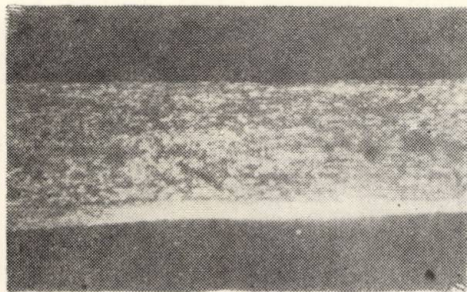


Fig. 9.

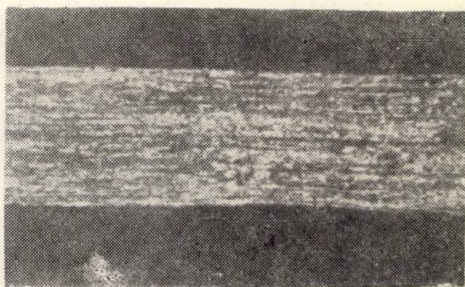


Fig. 10.

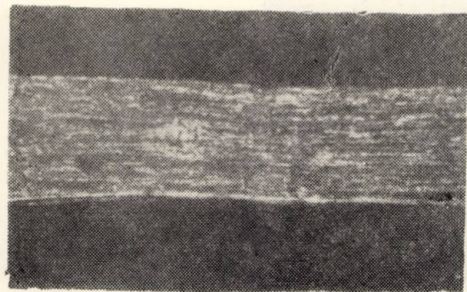


Fig. 11.

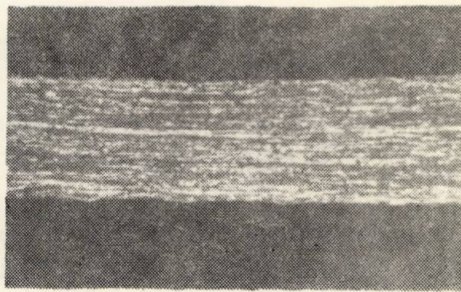


Fig. 12.

În cazul sudării tablelor cu grosimi mai mari și anume de 1 mm, se observă un aspect tot mai favorabil al nucleului după cum reiese din figura 13 și figura 14, care confirmă rezultatele diagramei din figura 6.

Prin stabilirea parametrilor care au contribuit la realizarea regimurilor optime de sudare — pentru care s-au obținut cele mai bune rezultate mecanice și metalografice.

Am generalizat experimentele și pentru îmbinarea prin puncte a cîte trei table de diferite grosimi.

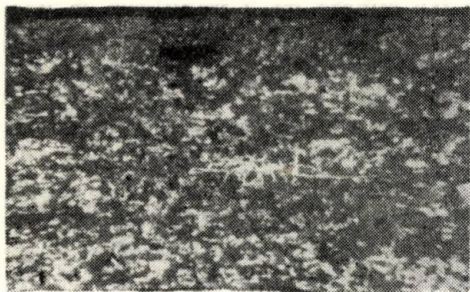


Fig. 13.

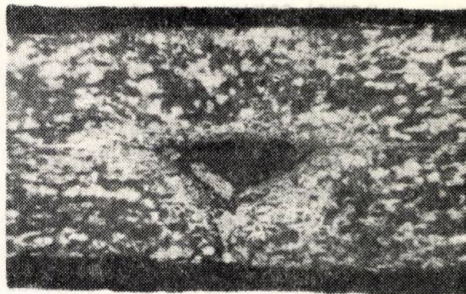


Fig. 14.

Astfel s-au sudat 2 table de 0,5 mm cu una de 1 mm grosime. La cercetarea metalografică apar îmbinări corespunzătoare după cum se ilustrează în figura 15.

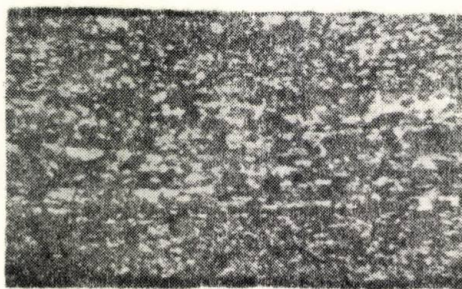


Fig. 15.

2.5. Influența profilului electrozilor asupra îmbinărilor realizate la sudarea prin presiune

În cadrul încercărilor efectuate s-a urmărit influența profilului electrozilor în următoarele variante, reprezentate în figura 16 a, b, c.

Probele sudate în cele 3 variante pentru un regim de sudare cu parametrii optimi au fost încercate la probe de debutonare și de tracțiune-forfecare.

Încercarea la debutonare constă în separarea pînă la rupere a două table suprapuse sudate prin puncte.

Proba dă indicații asupra pătrunderii și asupra diametrului îmbinării sudate.

Se constată că profilul pentru care se obțin cele mai bune îmbinări este cel corespunzător, figura 16a, în cazul folosirii unei puteri relativ mari, peste 105 kVA și un număr de impulsuri cuprins între 4 și 6, iar la puteri relativ mici sub 105 kVA și același număr de impulsuri cel mai potrivit profil a fost cel din figura 16c.

Aceste constatări au fost făcute în cazul sudării tablelor de grosime 0,5—1,0 mm care au fost decapate în soluția nr. 2. În figura 17 sînt reprezentate probele de debutonare ale acestor îmbinări.

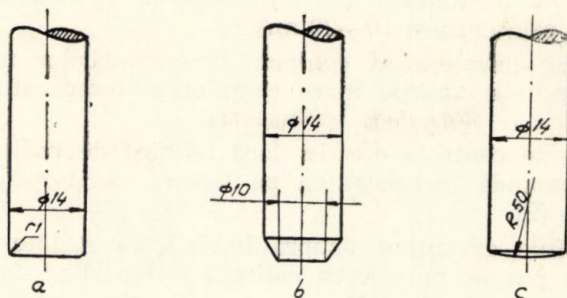


Fig. 16.

Încercări în același regim de sudare s-au făcut și cu tablele de 0,5—1,0 mm grosime decapate chimic în soluția nr. 1 și cu suprafețe pregătite mecanic, însă rezultatele au fost nesatisfăcătoare, fapt ilustrat și în figura 18.

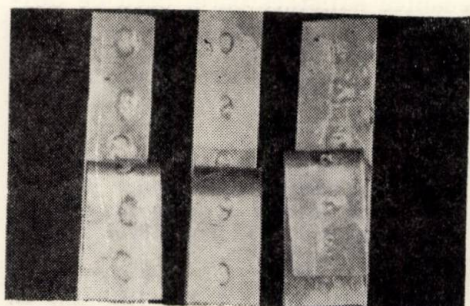


Fig. 17.

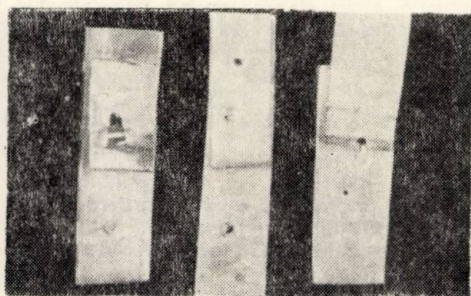


Fig. 18.

2.6. Controlul radiografic al îmbinărilor

Încercarea radiografică servește pentru detectarea fisurilor porozităților și lipsurilor de metal datorită expulzării din timpul sudării.

Regimurile de control în cazul îmbinărilor prin puncte a tablelor de aluminiu [8], recomandă tensiuni la generator sub 100 kV, folosirea unui ecran posterior din plumb cu grosimea de 0,2 mm pentru a evita efectul difuzării radiațiilor, axa fasciculului radiației să fie dirijată către centrul porțiunii examinate și normală pe suprafață.

De asemenea filmul trebuie să fie protejat împotriva radiațiilor secundare printr-un ecran de plumb de cel puțin 1,5 mm plasat în spatele filmului.

Densitatea maximă a voalării nu trebuie să depășească 0,2. Pentru a mări contrastul, tensiunea aplicată în tub trebuie să fie cât mai mică posibilă, iar distanța sursă-film să fie 750 mm.

Deoarece se urmărește obținerea timpilor de expunere cât mai scurți cu toate că se folosesc tensiuni scăzute, se recomandă utilizarea unor intensități relativ mari 10—20 mA.

Filmele se dezvoltă conform recomandărilor mărcilor de fabricație, acordându-se atenție mare timpilor și temperaturilor de dezvoltare.

Pentru a se controla efectiv dacă tehnica de radiografiere a fost corectă se recomandă înregistrarea pe fiecare radiografie a unui indicator de calitate [9].

Radiografiile executate, asupra îmbinărilor sudate, conform acestor indicații au permis aprecierea calității îmbinărilor, fapt verificat de altfel și prin încercările de debutonare, de tracțiune-forfecare și de cercetare macroscopică efectuate asupra acelorasi probe.

3. Studiul la care ne-am referit și-a propus să determine condițiile practice prin care se pot realiza îmbinări sudate prin puncte între table din aluminiu 99,5% cu grosimi sub 1,0 mm, precum și particularitățile impuse de dificultățile sudării prin presiune a aluminiului.

Din rezultatele obținute se demonstrează că se pot realiza îmbinări sudate prin presiune cu proprietăți mecanice satisfăcătoare, ceea ce deschide posibilități de aplicare pe scară industrială a acestui procedeu.

Bibliografie

- [1]. IONESCU, I. GH., COSTESCU, D., SCOROBETIU, L.: *Asupra sudabilității metalurgice și tehnologice a aluminiului românesc 99,5%*. Baza de cercetări tehnice a Academiei, Timișoara, 1969.
- [2]. IONESCU, I. GH., COSTESCU, D., SCOROBETIU, L., POPOVICI, V.: *Considerațiuni privind sudabilitatea aliajelor Al-Mg după procedeul WIG*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XII, 1970.
- [3]. KLEACIKIN, I. L.: *Sudarea metalelor și aliajelor neferoase*. Editura tehnică, București, 1966.
- [4]. ANTONESCU, I., BOARNĂ, CL., DOBOȘAN, V., STOIANOVICI, P.: *Sudarea prin presiune*. Editura tehnică, București, 1969.
- [5]. MICLOȘI, C.: *Sudarea metalelor*. Editura tehnică, București, 1965.
- [6]. PUGACEV, A. I., RIAZANTEV, Y. I.: *Pregătirea suprafețelor aliajelor de Al pentru sudarea de contact*. Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 11, 1969, pag. 26—28.
- [7]. MIHAILOVA, E. M., BUSELI, G. G., ZAMIATIN, I. P., BORISOV, N. N.: *Rezistența electrozilor la sudarea prin puncte a aliajelor ușoare*. Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 8, 1969, pag. 25—26.
- [8]. ***: *Recomandări pentru examinarea cu raze x a îmbinărilor sudate prin fuziune a Al și aliajelor sale cu grosimi 50—0,5 mm*. Soudage et Technique Connexes, Franța, nr. 11/12 1968, pag. 494—499.
- [9]. ***: *Proiect de metode recomandate pentru examenul cu raze x al sudurilor prin puncte la Al și aliajele sale*. Welding in the World — Anglia, nr. 4, 1967, pag. 205—211.

CONSIDERAȚII PRIVIND CONSTRUCȚIA BATIULUI PRESEI HIDRAULICE ROMÂNEȘTI DE 150 tf

AL. MANIU, G. MEMET, I. CIOBANU, T. NEAMȚU

În lucrare se analizează construcția batiului preseii de 150 tf produsă de Uzinele „23 August” București. Pe baza unor calcule și măsurători experimentale privind eforturile unitare și deformația se trag concluzii importante privind construcția batiurilor unor astfel de prese. Se fac propuneri privind îmbunătățirea construcției batiului în vederea măririi rigidității pentru ca aceasta să se încadreze în limitele rigidității unor prese similare străine.

Dans l'ouvrage on analyse la construction du bati de la presse de 150 Mp fabriqué par l'usine „23 August” Bucarest. Conformement aux certains calculs et mesurages experimentaux concurant les efforts unitaires et la deformation, on tirent un grand nombre de conclusions importantes concernant la construction des batis des quelques presses cette façon. On fait des propositions concernant l'amélioration de la construction du bati en vue de l'augmentation de la rigidité pour incadrer cela dans les limites de la rigidité des quelques presses similaires étrangères.

1. Considerații privind construcția preselor hidraulice cu un montant.

Presa hidraulică de 150 tf, produsă la noi în țară de Uzina „23 August” din București, este o presă cu un montant, avînd batiul în formă de C. Acest tip de batiu are avantajul că permite prelucrarea unor semifabricate cu dimensiuni în plan foarte mari (de exemplu table, benzi). În comparație cu presele cu batiu sub formă de cadru închis, sau cu presele cu mai multe coloane, aceste prese au o rigiditate mai mică. În plus datorită deformației elastice a batiului, la presele cu batiu în formă de C se creează un unghi între axa berbecului și axa mesei, fapt care constituie un mare inconvenient. Acest unghi este foarte mic, dar influențează negativ asupra uzurii ghidajelor și sculelor (în special la operațiile de ștanțare). La presele cu cadru închis sau coloane acest fenomen este înlăturat datorită simetriei de deformare a batiului. Valorile admise ale

rigidității pentru batiu în formă de C este de maximum $10 \mu \text{ m/tf}$, iar pentru presele cu cadru închis de maximum $1 \mu \text{ m/tf}$, [1].

O deosebită importanță prezintă deformarea totală între berbec și masă. Aceasta se compune din deformarea elastică a batiului care este în general determinantă, de deformarea elastică a elementelor de antrenare a berbecului și de jocul în lagăre cu ghidaje care are valori mai mari pe măsura uzurii presei.

Din punct de vedere al rigidității preselor, îndeplinirea acestor cerințe este uneori o condiție esențială pentru un anumit proces tehnologic (de exemplu la ștanțare). La unele operații, de exemplu la deformarea tablelor, se admit uneori și prese cu rigiditate mai mică, deoarece tablele pot prezenta abateri de grosime [1].

O problemă importantă privind construcția batiurilor de prese o constituie adoptarea variantei tehnologice optime de execuție prin turnare sau sudură. La rezolvarea acestei probleme trebuie să participe în egală măsură și constructorul și tehnologul. Alegerea uneia dintre variante depinde direct de construcția presei. Astfel o presă folosită pentru același scop poate avea diferite variante constructive. La varianta turnată trebuie avută în vedere posibilitatea turnării astfel ca să fie asigurată o umplere în bune condiții a formei, fără să existe pericolul formării retasurilor și al apariției unor tensiuni interne puternice. Apariția tensiunilor interne nu trebuie neglijată nici la varianta sudată. La alegerea variantei constructive trebuie avută în vedere și problema prețului de cost. De obicei la executarea în serie a unui tip de presă este avantajoasă adoptarea construcției turnate. La presele mari și în general la prese unicate sau produse în serie mică batiul se execută în construcție sudată, deoarece confecționarea modelelor nu este rentabilă în asemenea situații. Se înlănesc și construcții de tip mixt specifice cazului când proiectantul lucrează în proiectare cu elemente tipizate. Construcțiile turnate par mai avantajoase din punct de vedere al distrugerii prin suprasolicitare. Totuși la presele hidraulice nu există pericolul suprasolicitării deoarece acestea sînt prevăzute cu ventile de reglare a presiunii din cilindrul de lucru la depășirea forței nominale.

Modul de acționare al unei prese se răsfrînge direct asupra construcției batiului. Astfel pentru instalarea pompei, a blocului de comandă, a rezervorului de ulei, este recomandabil ca batiurile preselor hidraulice în formă de C să aibă în secțiune un profil închis. Pentru un astfel de profil varianta tehnologică optimă este construcția sudată.

2. Verificarea teoretică și experimentală a eforturilor și deformăției batiului presei hidraulice românești de 150 tf.

Datorită configurației destul de complicate și foarte variate, batiurile preselor hidraulice în formă de C sînt greu accesibile unor calcule de rezistență și de deformății riguros matematice. Totuși și rezultatele unor calcule simplificate pot să conducă la aprecierea mărimii eforturilor și deformățiilor permițînd proiectantului alegerea unor dimensiuni corespunzătoare.

În lucrarea de față pentru a permite o analiză a construcției batiului presei hidraulice de 150 tf. produsă la noi în țară s-a făcut un calcul al eforturilor unitare în zonele mai solicitate și în același timp s-au realizat măsurători experimentale tensiometrice ale eforturilor unitare și măsurători ale deformației elastice. Batiul presei prezent în figura 1 este în formă de C, avînd secțiunea triunghiulară cavă realizată prin sudare. Elementele principale, de rezistență sînt executate din tablă de oțel OL 42 cu grosimea de 30 mm. Pentru mărirea preciziei de deplasare a berbecului pe toată cursa, proiectantul a prevăzut o ghidare suplimentară a berbecului prin două ghidaje laterale sudate de corpul batiului. În același timp prin sudarea acestor ghidaje probabil că s-a urmărit și o mărire a rigidității batiului prin mărirea secțiunii și a modului de rezistență. Masa presei este montată pe doi pereți laterali astfel ca sub ea să existe o deschidere liberă pentru instalarea unor recipienți pentru colectarea deșeurilor sau pentru montarea unor extractoare.

Zona cea mai solicitată a batiului o formează coloana care este supusă la o solicitare compusă de tracțiune și încovoiere. Pentru calculul eforturilor se va considera secțiunea triunghiulară cavă a batiului relativ invariabilă pe toată lungimea, neglijîndu-se influența elementelor fixate pe batiu. La o solicitare simultană a părții inferioare și superioare a batiului prin aplicarea unei forțe P în centrul berbecului, coloana batiului va fi solicitată la tracțiune de forța P , și la încovoiere de un moment încovoietor M_i .

$$M_i = P \cdot l. \quad (1)$$

unde : l = distanța de la axa berbecului la axa centrală a secțiunii. Efortul unitar total într-un punct oarecare al secțiunii va fi :

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_i = \frac{P}{A} \pm \frac{M_i \cdot y}{I_{zo}} \quad (2)$$

unde :

σ_t = efortul unitar de tracțiune ;

σ_i = efortul unitar de încovoiere ;

A = aria secțiunii batiului ;

I_{zo} = momentul de inerție al secțiunii raportat la axa centrală ;

y = distanța de la punctul considerat la axa centrală.

Dimensiunile secțiunii coloanei batiului de la presa tip „23 August” sînt indicate în figura 2. Pe baza acestor dimensiuni s-au calculat elementele necesare calculării eforturilor unitare.

Aria secțiunii :

$$A = \sum A_i = 875,9 \text{ cm}^2.$$

Coordonatele centrului de greutate (poziția axelor centrale) :

$$y_g = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} = 42,6 \text{ cm}$$

$$Z_g = \frac{\sum Z_i A_i}{\sum A_i} = 0$$

Momentul de inerție ecuatorial față de axa centrală :

$$I_{z_0} = \sum (I_{z_i} + y_{oi}^2 A_i) = 1.103.830 \text{ cm}^4$$

S-au calculat eforturile unitare în fibrele extreme ale secțiunii care sînt cele mai solicitate și de asemenea în cîteva puncte intermediare care corespund locurilor de montare a mărcilor tensiometrice pentru determi-

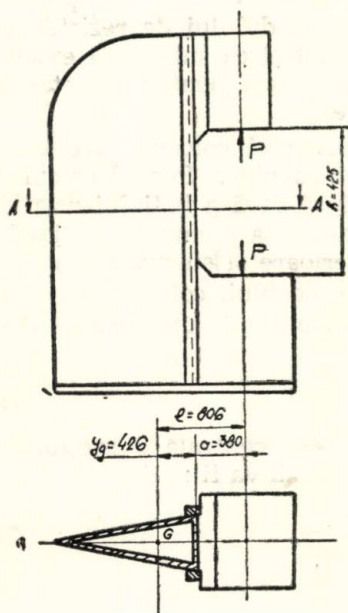


Fig. 1. Batiul presei hidraulice românești de 150 tf.

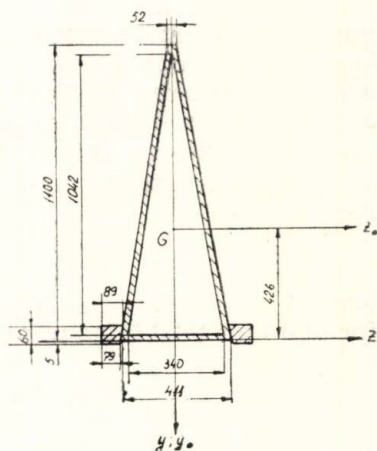


Fig. 2. Secțiunea coloanei batiului presei hidraulice românești de 150 tf.

narea experimentală a eforturilor unitare pentru a putea compara valorile calculate cu cele măsurate experimental. Rezultatele calculelor și determinărilor experimentale sînt prezentate în figura 3. Măsurătorile s-au făcut static solicitînd presa cu o forță constantă la o presiune a lichidului de presare în cilindru de 210 at. Locul de montare a mărcilor tensiometrice este indicat în figura 3. Forța de presare s-a calculat cunoscînd diametrul pistonului de presare $D = 290 \text{ mm}$. În calcule nu s-a ținut cont de forțele de frecare.

Forța de presare :

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 138630 \text{ kgf.}$$

Momentul încovoietor :

$$M_i = P \cdot l = 11.173.578 \text{ kgf cm.}$$

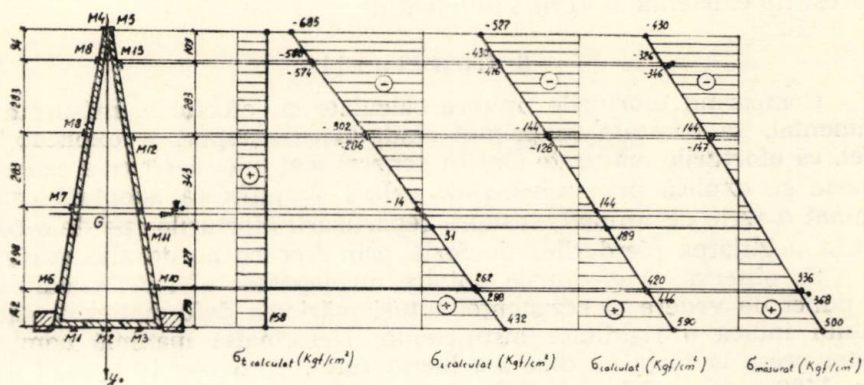


Fig. 3. Montarea mărcilor tensiometrice. Diagrama eforturilor calculate și măsurate experimental.

Concomitent cu măsurătorile eforturilor unitare s-au făcut măsurători asupra deformației batiului cu un sistem comparator, măsurându-se

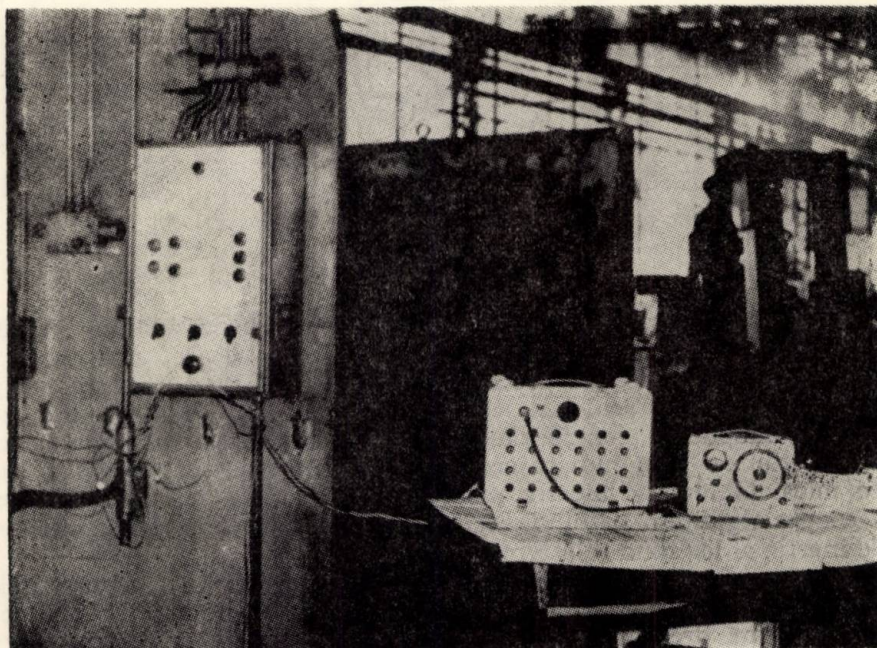


Fig. 4. Montarea instalației experimentale pe presă.

variația distanței dintre masă și suportul de fixare a cilindrului. Variația medie a acestei distanțe este $\Delta h = 2,5 \text{ mm}$.

În figura 4 este arătată instalația experimentală montată pe presa de acest tip existentă la uzina „Rulmentul“.

3. Concluzii

Comparînd eforturile unitare calculate cu eforturile măsurate experimental, se constată în primul rînd, lucru așteptat și explicabil de altfel, că eforturile măsurate sînt în general mai mici decît cele calculate. Aceasta se explică prin schema de calcul simplificată adoptată care a eliminat o serie de influențe asupra repartizării eforturilor pe de o parte, și prin neglijarea pierderilor de forță prin frecare pe de altă parte.

Se observă că eforturile unitare nu depășesc eforturile admisibile din punct de vedere al rezistenței totuși mărimea deformației elastice a batiului indică o rigiditate insuficientă. Deformația maximă admisă a acestei prese la forța cu care s-a lucrat este : $\Delta h = 10 \mu \text{ m/tf} \cdot 140 \text{ tf} = 1400 \mu \text{ m} = 1,4 \text{ mm}$. Deformația reală a batiului la forța maximă depășește cu circa 78% deformația maximă admisă.

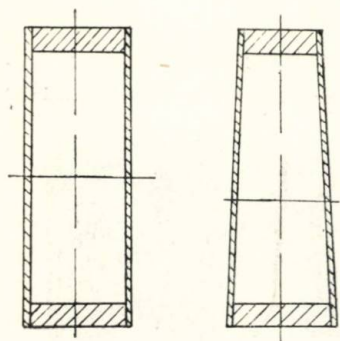


Fig. 5. Secțiuni cu rigiditate mare.

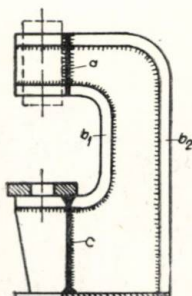


Fig. 6. Batiu în formă de C rigidizat prin profile.

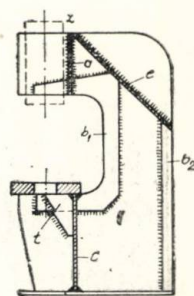


Fig. 7. Batiu în formă de C rigidizat prin profile.

În această situație ghidarea suplimentară a berbecului nu își realizează scopul, rigiditatea batiului fiind insuficientă. Deformațiile mari influențează negativ asupra preciziei operațiilor efectuate pe presă și în special asupra uzurii sculelor. Rigiditatea foarte redusă a batiului este cauzată de adoptarea unei forme necorespunzătoare pentru secțiunea coloanei. Secțiunea triunghiulară are un moment de inerție redus și o rigiditate mică. Ghidajele laterale montate pe batiu nu influențează prea mult asupra rigidității batiului, secțiunea lor transversală și deci momentul de inerție al lor fiind relativ redus.

Pentru ca rigiditatea batiului să se încadreze în limitele admise pentru astfel de prese este necesară adoptarea unei secțiuni pentru coloană de formă dreptunghiulară sau cel puțin trapezoidală, iar laturile cele mai solicitate ale secțiunii (față și spate) să fie executate din platbande cu grosime mult mai mare decît părțile laterale, ca în figura 5.

De asemenea batiul poate fi consolidat prin nervurare. În figurile 6, 7, 8 și 9 sînt indicate alte cîteva soluții constructive de batiuri în formă de C executate prin sudură, care au o rigiditate ridicată și care pot fi adaptate la construcția preseii românești de 150 tf.

La batiul din figura 6, coloana este rigidizată pe partea frontală și în spate prin profile de oțel sudate care se curbează după razele de curbură ale coloanei (b_1 și b_2). Pe lîngă aceasta se prevede imediat lîngă cilindrul de presare un perete transversal „a” și dedesubt un alt perete vertical „c”. La execuția arătată în figura 6 profilul de rigiditate (b_1) este prelungit pînă la partea frontală a batiului. În practică se cunosc execuții la care „ b_1 ” și „ b_2 ” ajung numai pînă la pereții transversali „a” și „c” pe partea din spate a batiului. De fapt este în interesul creșterii rigidității ca b_1 să fie prelungit pînă dincolo de axa cilindrică și de deschiderea mesei, după cum se arată în figura 7. În acest caz pentru b_1 se poate folosi în loc de un profil identic cu b_2 , o tablă groasă care prin forma ei asigură un modul de rezistență considerabil în curburile batiului. Față de peretele „c” și de coloanele laterale masa este rigidizată prin două table suplimentare în formă de trapez, situate oblic la cca. 45° față de axa mesei, fiind sudată atît pe coloanele laterale cît și la peretele „c”. Întărirea din spate prin profilul de oțel „ b_2 ” nu este condusă pînă sus, ci numai pînă la un perete oblic „e”, care descarcă pe de o parte peretele superior „a” de solicitările acestuia și pe de altă parte captează solicitarea de compresiune exercitată de partea superioară a cilindrului.

Se cunosc tipuri de construcție la care batiul este separat în două (față și spate) printr-un perete vertical foarte puternic „f” ca în figura 8. În felul acesta este posibil a se da acestui perete transversal forma unui profil U cu tălpi groase obținîndu-se o rotunjire plăcută la colțurile batiului, iar pe de altă parte această execuție oferă o suprafață suficient de mare pentru o sudură în colțuri. De asemenea se prevăd în sens perpendicular pe acest perete alți pereți orizontali pentru așezarea mesei, sprijiniți pe niște plăci de reazem oblice. Cu toate acestea nu se va putea renunța la profilul de întărire b_2 . Acesta nu trebuie prelungit pînă sus, dacă un alt profil oblic va face legătura cu capătul superior al peretelui „f” și deci va prelua o parte din forța de compresiune.

Uneori se întîlnesc batiuri în care sînt dispuși în zig-zag pereți transversali (K_1, K_2, K_3, K_4). Totuși nu este cazul să se supraaprecieze rigidizarea suplimentară produsă de acești pereți transversali, cu atît mai mult cît partea din mijloc se găsește de fapt în zona lipsită de tensiuni, dacă se face abstracție de tensiunile de forfecare.

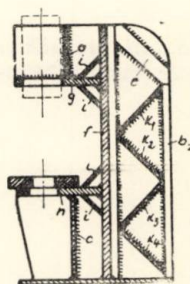


Fig. 8. Batiu în formă de C cu perete vertical despărțitor și nervuri în zig-zag.

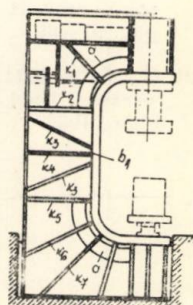


Fig. 9. Batiu în formă de C rigidizat cu profile în zona solicitată și cu nervuri.

În figura 9 se prezintă un batiu cu rigidizare laterală prin nervuri, orientarea nervurilor ($K_1, K_2 \dots K_7$) realizându-se astfel ca ele să fie supuse numai la solicitări de compresiune. În acest mod se asigură batiului o rigiditate ridicată la încovoiere și flambaj. Pentru evitarea producerii tensiunilor interne provocate de sudură este contraindicată îmbinarea într-un singur loc prin sudură a mai multor nervuri. Distanța dintre locurile de îmbinare a două nervuri alăturate se recomandă a fi de cel puțin egală cu două grosimi de nervură.

Bibliografie

- | | |
|--|--|
| [1]. G., OEHLER: <i>Pressengestelle</i> . Maschinenmarkt (20), nr. 6, ian. 1970, pag. 97—99. | [3]. H., MÄKELT: <i>Mechanische Pressen</i> . Carl Hanser Verlag, München, 1961. |
| [2]. G., OEHLER: <i>Die hydraulischen pressen</i> . Carl Hanser Verlag, München, 1962. | [4]. E., MÜLLER: <i>Hidraulischen pressen</i> . Springer Verlag, Berlin, 1955. |

CONSIDERAȚII TEORETICE ASUPRA PERFECTIONĂRII PROCESULUI DE FORMARE PRIN ARUNCARE

A. CONSTANTINESCU, C. SAMOILĂ, M. TOFAN, V. VULCU

În lucrarea de față se încearcă ca pe baza unor considerații teoretice, verificate prin încercări practice să se elucideze unele probleme legate de perfecționarea mașinilor și a procesului îndesării amestecului de formare prin aruncare. Se insistă în mod deosebit asupra influenței diversilor parametri constructivi și funcționali asupra procesului de îndesare, se dau soluții de îmbunătățire a acestora și în final a procesului de îndesare.

In der vorliegenden Arbeit wird auf Grund der theoretischen, durch praktische Versuche geprüften, Erwägungen versucht, einige an die Vervollkommnung der Maschinen und des Verdichtungs Vorganges der Formmasse durch Schlendern geknüpfte Fragen aufzuklären. Der Einfluss der verschiedenen konstruktiven und funktionellen Parameter auf den Verdichtungs Vorgang wird besonders hervorgehoben und es werden Lösungen betreffend die Verbesserung dieser und zuletzt des Verdichtungs Vorganges gegeben.

1. Considerații generale.

Îndesarea amestecului în cadrul procesului de formare se realizează astăzi printr-o serie de procedee, fiecare avînd un domeniu optim de utilizare, de care este legată direct problema mecanizării și în final a automatizării operațiilor aferente acestor procedee.

Dintre procedeele de îndesare, îndesarea prin aruncare este puțin răspîndită, aceasta datorită faptului că îndesarea amestecului prin aruncare este legată direct de existența unei mașini. Pentru aceasta în decursul timpului s-au realizat o serie de mașini și instalații de formare prin aruncare, multe dintre acestea rămînînd în stadiu de proiect, pentru altele construindu-se prototipuri la scara industrială, iar în final unele dintre ele care au dat rezultate au fost construite în număr mai mare pentru producerea semifabricatelor turnate. Ceea ce se poate afirma fără a greși este că toate aceste mașini prezintă unele neajunsuri, legate atît de siguranța în exploatare cît și de construcția propriu-zisă.

Din utilizarea acestor mașini în practică sînt cunoscuți principalii parametri care influențează direct calitatea îndesării. Aceștia sînt : viteza unghiulară ω a paletelor rotorului ; debitul de amestec și înălțimea capului

de aruncare de la suprafața de îndesare. Dintre aceștia numai debitul și înălțimea capului de aruncare de la suprafața de îndesare pot fi modificați în funcție de necesitățile procesului de îndesare. Viteza ω deși are o influență deosebită asupra procesului de îndesare a amestecului nu poate fi reglată la nici una din construcțiile actuale, iar așa cum se va demonstra în cele ce urmează, pentru a obține o îndesare de calitate, se impune neapărat ca să existe posibilitatea de corelare a vitezei unghiulare ω în funcție de înălțimea capului de aruncare de la suprafața de îndesare, a amestecului.

În cele ce urmează se va încerca ca pe baza unor considerații teoretice, verificate și prin încercări practice să se scoată în evidență influența fiecăruia dintre acești parametri asupra calității îndesării precum și unele posibilități de corelare a acestora.

2. Elemente funcționale ale sistemului studiat.

Pentru a analiza procesul de îndesare prin aruncare, în figura 1 se prezintă schematic elementele prin care se realizează cu ajutorul mașinilor de formare prin aruncare acest proces.

Sistemul se compune fizic din :

O bandă de transport (a) care realizează o alimentare continuă, cu caracteristica :

$$\frac{dM}{dt} = \rho \cdot V_t \cdot \bar{S}$$

unde : M este masa integrală de amestec ;

ρ — densitatea amestecului ;

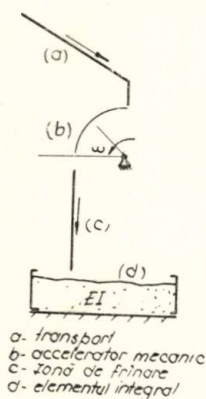
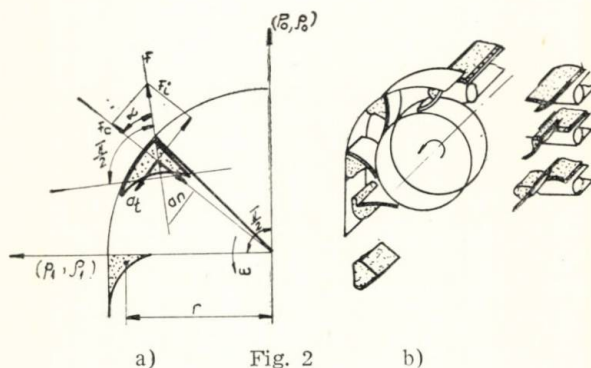


Fig. 1



a)

Fig. 2

b)

$\bar{S}$ — secțiunea medie transversală pe direcția de transport (medie pe lungimea V_t) ;

V — viteza de transport.

Un accelerator mecanic (b) compus dintr-un motor cu o paletă ce are viteza unghiulară ω .

Paleta rotorului introduce în alimentarea continuă cu amestec o divizare în pachete (proces expus schematic în figura 2b) de masă m , definită prin ecuația :

$$m = \frac{dM}{dt} \cdot \tau_d = \frac{2\pi}{\omega} \cdot \frac{dM}{dt} \quad (2)$$

unde : $\tau_d = \frac{2\pi}{\omega}$ este perioada de încărcare a paletei rotorului ;

În acceleratorul mecanic (rotorul cu paleta) pachetul de amestec, caracterizat printr-o tensiune de legătură p_0 și o densitate de ρ_0 de alimentare, suportă forțe dinamice de accelerare de la viteza tangențială egală cu zero la viteza finală $r \cdot \omega$ precum și forțe de inerție așa cum schematic se dă în figura 2a.

$$a_t = \varepsilon \cdot r = \frac{2 \cdot \omega^2 \cdot r}{\pi}$$

$$a_n = \omega^2 \cdot r$$

$$F_i = m \cdot a_t = \frac{2 \cdot m \omega^2 \cdot r}{\pi}$$

$$F_c = m \cdot a_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_t}{a_n} = \frac{2}{\pi} \quad (3)$$

$$F = \sqrt{1 + \left(\frac{2}{\pi}\right)^2} \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (4)$$

unde : F_i — componenta tangențială a forței provenită din accelerarea pachetului de amestec pe lungimea $\frac{\pi \cdot r}{2}$;

F_c — componenta normală a forței datorată mișcării circulare a pachetului de amestec de la alimentare la părăsirea paletei rotorului.

F — rezultanta aplicată normal pe suprafața liberă a pachetului. Ca urmare a acțiunii cîmpului accelerat $a_t + a_n$, starea inițială ($p_0 ; \rho$) se transformă în ($p_1 ; \rho_1$).

Considerente de echilibru dinamic definesc pe de o parte transformarea tensiunii p sub acțiunea unui cîmp de accelerație în forma :

$$p = \rho \cdot a \quad (5)$$

Pe de altă parte proprietățile fizice ale amestecului în curs de comprimare permit o corelare de formă exponențială între mărimile de stare p și ρ ;

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right)^n \quad (6)$$

unde : n , este un exponent dependent de proprietățile de îndesare ale amestecului utilizat în cadrul procesului de formare.

Alegerea caracteristicii exponențiale (din relația 6) a fost determinată de marea ei ajustabilitate.

Din relațiile (5) și (6) se poate preciza starea finală în funcție de starea inițială prin :

$$p_1 = a \cdot \rho_1 = (a \cdot \rho_0)^{\frac{n}{n-1}} p_0^{\frac{1}{1-n}} = \left[\left(1 + \left(\frac{2}{\pi} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \rho_0 \right]^{\frac{n}{n-1}} \cdot p_0^{\frac{1}{1-n}} \quad (7)$$

Se constată, că tensiunea de legătură rezultantă, la sfârșitul perioadei de accelerare, este dependentă de nivelul accelerării ($r \cdot \omega^2$) precum și de proprietățile de îndesare (n) ale amestecului de formare folosit.

În zona de frinare (c), pachetul se mișcă liber. Starea de mișcare inițială este caracterizată printr-o viteză liniară a centrului de masă $V_c = r \cdot \omega$ și o viteză unghiulară ω , de rotație în jurul centrului de masă, proces reprezentat schematic în figura 3 și verificat în practică prin filmarea procesului de aruncare care a confirmat această rotație a pachetului de amestec.

Mișcarea centrului de masă, satisface ecuația echilibrului dinamic :

$$m \cdot \ddot{x} - f \cdot \rho_{aer} \cdot s \cdot \dot{x}^2 + m \cdot g = 0 \quad (8)$$

cu o soluție de forma :

$$V = V_c \cdot e^{-\frac{t}{T}} + V_c \cdot (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (9)$$

prezentată în figura 4.

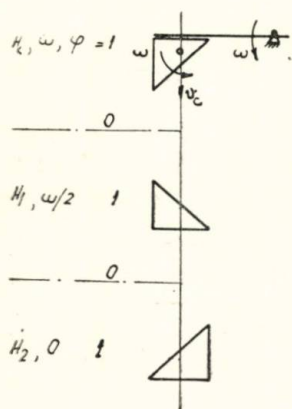


Fig. 3

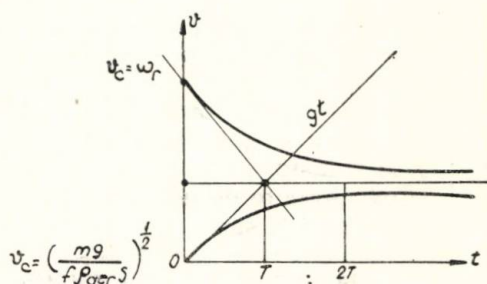


Fig. 4

În relația (9) avem :

T — constanta de timp a frînării.

$$T = \left(\frac{m}{f \cdot \rho_{aer} \cdot s \cdot g} \right)^{\frac{1}{2}}$$

unde : f — coeficient de rezistență gazodinamică a pachetului ;
 ρ_{aer} — densitatea aerului ($1,3 \text{ kg/m}^3$) ;
 S — secțiunea transversală ;
 V — viteza de echilibru asimptotic.

Rotația în jurul centrului de masă în ipoteza că pachetul se consideră rigid, introduce un factor de integrare (funcție de pondere) energetic dependent de poziția spațială a pachetului quasiprismatic în momentul contactului dinamic, φ .

Valorile luate de factorul φ sînt cele specifice unei funcții de undă $\varphi(H_i)$ ce ia valori : 1 pentru poziția $H_0, H_1, H_2 \dots$ și trece prin zero în intervale $(H_0, H_1), (H_1, H_2) \dots$ etc.

Dacă caracterul rigid se manifestă pregnant în intervalul $H_0 - H_1$, unde decelerația unghiulară a mișcării de rotație în jurul centrului de masă s-a apreciat ca fiind ($-\omega/2$), acest interval este de lungime $\pi \cdot r$ și seria valorilor proprii devine ($\pi r ; 2\pi r ; (2\pi + \alpha) \cdot r ; (3\pi - \alpha) \cdot r, \dots$ etc.)

Odată cu frînarea completă a rotației proprii, φ ia o valoare constantă.

În realitate pachetul este deformabil, și drept urmare peste rotația lui spațială, se suprapune o schimbare a formei, ceea ce contribuie la eliberarea funcției φ de poziția finală.

Apare ca limită inferioară pentru înălțimea H prima valoare a șirului $H_1 = \pi r$.

Există și o limită superioară rezultată din considerente asociate dispersiei jetului continuu (acolo unde valorile proprii își pierd semnificația odată cu degenerarea formei pachetului), supusă la restricția :

$$p_d \leq p_2 \quad (10)$$

unde : p_d — presiunea dinamică la lovirea de formă egală cu $\rho_2 \cdot r \cdot \omega^2$;
 p_2 — tensiunea de legătură existentă în jet în momentul lovirii.

Aplicînd legile de transformare (6) (din aceleași considerațiuni de ajustabilitate), în jetul continuu putem scrie :

$$p_2 = p_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^m = \rho_2 \cdot r \cdot \omega^2 \quad (11)$$

care ținînd seama de relația (7) devine :

$$\left(1 + \left(\frac{2}{\pi} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \rho_0^n \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^m = 2 \left(\frac{r \cdot \omega^2}{\frac{p_0}{\rho_0}} \right)^{\frac{1}{1-n}} \quad (12)$$

Dispersarea jetului continuu este controlată de conservarea impulsului, adică :

$$\frac{d}{dt} (m \cdot V) \Big/_{j \cdot \omega = 0} = 0$$

care conduce la :

$$\frac{dm}{dt} \cdot V = - \frac{dV}{dt} \cdot m \quad (13)$$

Considerațiuni geometrice efectuate pe conul jetului continuu permit explicitarea raportului ca funcție de H , constanta de timp a frînării T , și unghiul de evazare γ .

Se obține în acest caz succesiv :

$$V \sim \omega \cdot r \cdot e^{-\frac{t}{T}}$$

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{\omega \cdot r}{T} \cdot e^{-\frac{t}{T}}$$

și

$$m = m_1 \left(1 + \frac{t^2 \gamma}{2 T} \right)$$

$$V = V_1 \left(1 + \frac{H \cdot \gamma}{d_1} \right)^3$$

unde indicele 1 este asociat stării de părăsire a acceleratorului (rotorului), iar d_1 , o dimensiune caracteristică a pachetului în această stare.

$$\frac{\rho}{\rho_1} = \frac{\left(1 + \frac{t^2}{2 T} \right)}{\left(1 + \frac{H \cdot \gamma}{d_1} \right)^3} \left(1 + \frac{t^2}{2 T} \right) \left(1 - 3 \frac{H \cdot \gamma}{d_1} \right) \quad (14)$$

Inversind funcția $t(H)$, avem aproximativ :

$$H = \int_0^t v dt \cong \omega \cdot r \cdot t \cdot e^{-\frac{t}{T}} \Big|_0^t = \omega \cdot r \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \sim \omega \cdot r \cdot t$$

deci :

$$t = \frac{H}{\omega \cdot r}$$

și (14) devine :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(1 + \frac{\left(\frac{H}{\omega \cdot r} \right)^2}{2 T} \right) \left(1 - 3 \frac{H \cdot \gamma}{d_1} \right) \quad (15)$$

Exprimarea din relația 15, permite determinarea experimentală a exponentului m introdus în formularea din relația 12.

În final obiectul suitei de transformări este :

$$E I = (c (b (a))) \quad (16)$$

finalizat prin :

$$E I = (\Sigma m ; \Sigma \rho \cdot \Delta E) \quad (17)$$

Ecuția (17) reprezintă elementul integral (forma) ca un sumator de mase (pachete) și de energii. Dacă conservarea de masă, este prin acest sistem respectată, conservarea de energie se realizează prin componenta energiilor pierdute :

$$\Sigma (1 - \eta) \cdot \Delta E$$

Din cele exprimate mai sus, se poate reprezenta componenta energiilor pierdute ca în figura 5, unde ramura E_{p1} este asociată pierderilor prin dislocare și se atenuează odată cu degenerarea caracterului rigid al pachetului, iar ramura E_{p2} este asociată pierderilor prin dispersarea jetului continuu.

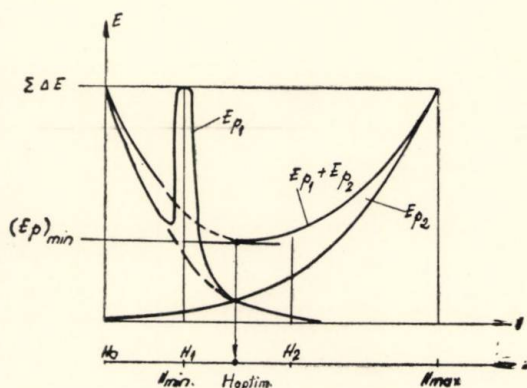


Fig. 5

3. Concluzii

Din analiza funcțională rezultă parametri necesari pentru definirea mecanică a curentului accelerat în vectorul :

$$\bar{p} (\omega, m, H)$$

Dacă starea tehnologică a curentului este caracterizabilă prin vectorul de stare:

$\bar{T} (p, \rho)$, atunci caracteristica sistemului de formare este definitiv:

$$\bar{T} = A (E I) \cdot \bar{p}$$

unde: $A (E I)$ este operatorul de transformare.

Transformarea devine optimă, prin valorile optime ale parametrilor mecanici, care în varianta constructivă actuală, au fost blocați. Încercările practice au confirmat considerațiile teoretice inițiale precum și concluziile finale, confirmând că o îndesare optimă a amestecului se realizează numai în măsura în care este posibilă alegerea unui raport corespunzător între viteza unghiulară ω , (care la construcțiile actuale nu este reglabilă), înălțimea optimă H a capului de aruncare de la suprafața de îndesare și p_2 tensiunea de legătură a pachetului în momentul lovirii. Pentru aceste considerente se impune ca noile construcții de mașini de formare prin aruncare, să permită corelarea după necesități, (inclusiv a vitezei unghiulare ω a paletelor), a valorii principalilor parametri de funcționare a mașinilor în funcție de cerințele procesului de îndesare a amestecului de formare.



DETERMINAREA TEORETICĂ A PRESIUNII ȘI A FORȚEI NECESARĂ PENTRU PRESAREA OȚELULUI ÎN STARE LICHIDĂ

ALEXANDRU MANIU

În lucrare se determină mărimea presiunii și forței necesare în cazul matrițării oțelului în stare lichidă — pe baza teoriei electronice a corpurilor metalice și a teoriei moleculare a corpurilor solide și lichide.

Ca punct de plecare se consideră că starea condensată a corpurilor metalice este caracterizată printr-o „ecuație de stare” de tipul lui Wand der Woalls:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = R \cdot T$$

care exprimă legătura dintre presiunea corpului (p), volumul (V) și temperatura (T). Prin dezvoltarea acestei relații se ajunge la o ecuație a presiunii de forma:

$$p' = p \sqrt{\frac{R}{e}}$$

Pentru determinarea teoretică a presiunii și a forței necesare la matrițarea lichidă se pornește de la teoria electronică a corpurilor metalice [1] și teoria moleculară a corpurilor solide și lichide.

Starea condensată a corpurilor metalice este caracterizată printr-o „ecuație de stare”. Prototipul acestei ecuații de stare este ecuația lui Wand der Woalls.

In der Arbeit wird die Grösse des Drucks und der notwendigen Kraft im Falle des Gesenkschmiedens von Stahl in flüssigen Zustand bestimmt auf Grund der elektronischen Theorie der metallischen Körper und der Molekulartheorie der festen und flüssigen Körper.

Als Ausgangs punkt wird betrachtet, dass der kondensierte Zustand der metallischen Körper, durch eine „Zustandsgleichung vom Typ Wand der Woalls:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = R \cdot T$$

gekennzeichnet ist welche den Zusammenhang zwischen dem Druck des Körpers (p), dem Volumen (V) und der Temperatur (T) ausdrückt. Durch die Entwicklung dieser Beziehung kommt man zu einer Gleichung des Drucks von der Form:

$$p' = p \sqrt{\frac{R}{e}}$$

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = R \cdot T, \quad (1)$$

care exprimă legătura dintre presiunea corpului (p), volumul său (V) și temperatura (T). Această ecuație descrie în mod just proprietățile corpului, nu numai în stare gazoasă ($V \gg b$ și $p \gg \frac{a}{v^2}$), dar și în stare lichidă, plecând de la ipoteza că starea lichidă nu reprezintă în principiu decît o continuare directă a stării gazoase.

În legătură cu relația (1) problema care se pune este de a stabili legătura dintre volumul (V) al corpului în stare solidă (cristalină) și presiunea externă (p) la care este supus corpul (pentru $T = 0$).

Stabilirea relației între V și p , se poate face prin analogie pentru un model cu doi atomi (modelul biatomic) al unui corp solid oarecare. Volumul V îl înlocuim cu distanța (R) dintre centrele celor doi atomi, iar presiunea negativă, p , prin forța exterioară de deformare (f).

La creșterea distanței R dintre atomii cu dR forța exterioară de deformare F efectuează un lucru mecanic extern $F \cdot dR$ — obținându-se în acest fel energia potențială W a modelului ($F \cdot dR = -dW$), sau

$$F = - \frac{dW}{dR} \quad (2)$$

Rezultă că stabilirea legăturii dintre V și p se reduce la stabilirea legăturii dintre W și R . Această dependență este reprezentată în figura 1.

La valori suficient de mari ale lui R (în comparație cu razele atomilor), forța F se reduce la o *forță de atracție*, forță ce caracterizează forțele Wand der Waalls. La o apropiere a celor doi atomi, începe să acționeze între ei *forțe de respingere*, forțe ce cresc repede atunci cînd R scade (cazul corpurilor solide).

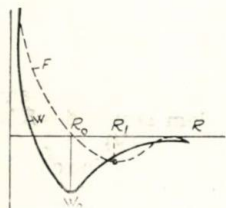


Fig. 1

Domeniul atracției și respingere dintre cei doi atomi, ne dă energia totală $W(R)$ a modelului sub forma sumei a doi termeni, dintre care unul (cel negativ) reprezintă energia dată de forțele de atracție, iar celălalt (pozitiv) energia dată de forțele de respingere. Fiecare dintre acești termeni se poate reprezenta, printr-o funcție de putere (m și n) a lui R [1], astfel că pentru energia totală se obține:

$$V(R) = - \frac{a}{R^m} + \frac{b}{R^n}, \quad (3)$$

unde a și b sînt niște constante pozitive, iar $m > n$.

Frontiera dintre domeniile care predomină forțele de atracție și respingere, este dată de valoarea minimă a energiei și caracterizată prin punctul R_0 dat de relația :

$$R_0 = \left(\frac{n \cdot b}{m \cdot a} \right)^{\frac{1}{n-m}} \quad (4)$$

La o analiză a relației (3), se observă că primul termen reprezintă energia potențială a forțelor columbiene de atracție $\left(u = - \frac{e \cdot e^2}{R} \right)$ termenul al doilea energia cinetică a electronilor colectivizați $\left(\varepsilon = - \frac{h}{R^2} = - \frac{\beta \cdot h^2}{8m \cdot \kappa} \right)$ — în care e este sarcina electronului, iar ε și β sînt constante de ordinul 1.

În cazul unui metal monovalent energia potențială (U) este dată de produsul dintre energia potențială a unui ion pozitiv (u) și numărul de particule N ($U = N \cdot u$), iar energia cinetică (E) de produsul dintre ε și N ($E = N \cdot \varepsilon$). Iar în cazul unui metal cu valența Z avem că:

$U = - \frac{\alpha \cdot e^2 \cdot Z^2 \cdot N}{R}$ și $E = \frac{\beta \cdot h^2 \cdot Z^{2/5} \cdot N}{8m \cdot R}$. Deci energia totală a metalului (W) este:

$$W = - \frac{A}{R} + \frac{\beta}{R^2} \quad (5)$$

Se observă că relația (5) are aceeași formă ca relația (3) obținută în cazul modelului biatomic al unui corp solid.

Pentru calculul presiunii la care este supus corpul, derivăm pe W în raport cu V ($V = \gamma \cdot R^2 \cdot N$ — unde γ este constanta de ordinul 1, constantă ce depinde de structura rețelei cristaline) și se obține:

$$p = - \frac{\partial W}{\partial V} = - \frac{1}{3\gamma \cdot R^2 \cdot N} \cdot \frac{\partial W}{\partial R},$$

iar prin integrare și simplificări rezultă că:

$$p = \frac{1}{3\gamma \cdot R^3 \cdot N} \left(\frac{2b}{R^2} - \frac{a}{R} \right). \quad (6)$$

Din relația (6) se observă că la valori mari ale lui R , termenul al doilea este mai mare decît primul, iar la valori mici invers. Echilibru se obține pentru $p = 0$, adică pentru $\left(\frac{2b}{R^2} - \frac{a}{R} = 0 \right)$.

Corespunzător condiției de echilibru rezultă că: $R = R_0$, adică:

$$R_0 = \frac{2b}{a} = \frac{2B}{A} = \frac{\beta \cdot h^2 \cdot Z^{5/3}}{4\alpha \cdot Z^2 \cdot e^2 \cdot m} = \frac{\beta \cdot h^2}{4\alpha \cdot m \cdot Z^{1/3} \cdot e^2}, \quad (7)$$

și respectiv $W = W_0$, adică:

$$W_0 = - \frac{A}{R_0} + \frac{B}{R_0^2}$$

iar dacă se ține cont de relațiile (6) și (7) se obține pentru W_0 :

$$W_0 = -\frac{A}{2 R_0} = -\frac{\alpha \cdot Z^2 \cdot e^2 \cdot N}{2 R_0} \quad (8)$$

Mărimea W_0 este egală cu lucrul mecanic ce trebuie cheltuit pentru a dezmembra metalul în ioni și electroni — lucru mecanic ce caracterizează *compresibilitatea* metalelor și poate fi calculată prin dezvoltarea energiei totale (W) a metalului într-o serie de puteri ale diferenței $R-R_0$. Dacă se continuă dezvoltarea până la termeni infiniți mici de ordinul doi și se exprimă diferența $R-R_0$ prin variația volumului.

$$V-V_0 = \gamma \cdot N (R-R_0) = 3 \gamma \cdot N \cdot R_0^2 (R-R_0)$$

se obține :

$$W = W_0 + \left(\frac{dW}{dR} \right)_0 (R-R_0) + \frac{1}{2} \left(\frac{d^2W}{dR^2} \right)_0 (R-R_0)^2,$$

deoarece

$$\left(\frac{dW}{dR} \right)_0 = 0; R=R_0 = \frac{V-V_0}{3\gamma \cdot N R_0^2} \text{ și } \left(\frac{d^2W}{dR^2} \right)_0 = \frac{A}{R_0^5}$$

rezultă că :

$$W - W_0 = \frac{A}{2 R_0^3} \cdot \frac{(V-V_0)^2}{9 \gamma^2 \cdot N^2 \cdot R_0^4} \quad (9)$$

Mărimea ($W-W_0$) reprezintă **energia dilatării** sau comprimării elastice a corpului metalic, și se poate scrie sub forma :

$$W - W_0 = \frac{k}{2} \cdot \frac{(V-V_0)^2}{V_0}, \quad (10)$$

în care k este modulul de compresibilitate (sau comprimarea multilaterală).

Ținând cont de relațiile (8) și (9) și de faptul că $V_0 = \gamma \cdot N \cdot R_0^3$, se obține pentru k relația :

$$K = \frac{2}{g} \cdot \frac{W_0}{V_0} \quad (11)$$

Relația (9) ne arată că modulul de compresibilitate al metalului (cristalului) este numeric $\frac{2}{9}$ din energia unității de volum în stare normală (echilibru).

Pe baza acestei constatări se poate calcula valoarea rezistenței mecanice a metalelor — adică valoarea teoretică maximă a presiunii (negative) pe care metalul o poate suporta fără a se rupe, și ea este :

$$-p_{\max} = \frac{dW}{dV}, \quad (12)$$

$$\text{cu condiția ca } \frac{d^2W}{dV^2} = 0.$$

Comparînd relația (12) cu (2) se constată o egalitate — deosebirea constînd în faptul că (2) reprezintă forța teoretică de deformare, iar (12), presiunea teoretică maximă pe care metalul trebuie să o suporte pentru a nu se rupe.

Cît este de mare rezistența teoretică a metalelor putem afla cu ajutorul următorului raționament. Se înlocuiește cristalul de metal printr-un cristal de clorură de sodiu (NaCl). Deosebirea constă în faptul că în metal electronii nu sînt concentrați în anumite puncte, ca ionii negativi ai clorului, ci repartizați uniform în întregul volum liber al rețelei formate de ionii pozitivi — lucru ce nu are importanță în evoluarea teoretică a rezistenței [1].

Forța cu care fiecare ion pozitiv atrage ionul negativ din fața lui este egală cu $\frac{e^2}{R^2}$. Întrucît numărul de atomi pe unitatea de suprafață este de $\frac{1}{R^2}$, forța exercitată asupra cristalului (supus la întindere) este :

$$\frac{e^2}{R^2} \cdot \frac{1}{R^2} = \frac{e^2}{R^4} = p, \quad (13)$$

adică egală cu valoarea teoretică a presiunii externe (p) ce trebuie să rupă cristalul în două jumătăți.

Înlocuind în relația (13) pe $e = 8.10^{-10}$ [CGS] și $R = 2.10^{-7}$ [mm], pentru metale, se obține că :

$$p = 20^{12} \text{ dyne/cm}^2 = 20^6 \text{ kgf/cm}^2 = 20^4 \text{ kgf/mm}^2 \quad (14)$$

Valoarea (14) reprezintă rezistența teoretică maximă a metalelor, dar în practică se constată valori de 100 sau chiar de 1000 de ori mai mici.

La calculul rezistenței teoretice se presupune că rețeaua cristalină are o structură ideală regulată, pe cînd în practică avem de a face cu cristale a căror structură este foarte departe de ceea ideală — are defecte.

Care este natura defectului, cum apare și de ce factori este influențat, încă nu este lămurit.

Rolul defectelor de structură apar clar la examinarea așa-zisului „factor dimensional” [1], adică a variației rezistenței medii a epruvetelor în raport cu dimensiunile lor.

Orice epruvetă dintr-un material prezintă un anumit număr de defecte care coboară rezistența ei. Presupunem că aceste defecte sînt repartizate în volumul epruvetei mai mult sau mai puțin uniform și că numărul lor în unitate de volum este egal în medie cu n . Evident, numărul real de defecte poate să se apropie de această valoare medie, atît într-o parte cît și în alta. În anumite cazuri, el poate fi egal cu zero, în aceste condiții rezistența epruvetei va coincide cu valoarea teoretică. Dacă volumul epruvetei este egal cu V , posibilitatea de a nu conține nici un defect este egală cu e^{-nV} (lucru imposibil în cazul corpurilor solide).

Nu este cazul a ne opri asupra acestei teorii, observăm însă că ea prezintă o deficiență mare, și anume teoria nu diferențiază defectele și nu ține seama de mărimea și poziția lor în raport cu axa epruvetei.

În cazul cel mai simplu, cînd defectul este o fisură mică, pericolul este determinat de dimensiunile acesteia. La marginea fisurii, tensiunea elastică crește în mod accentuat — această creștere este cu atît mai mare cu cît dimensiunea fisurii este mai mare în comparație cu dimensiunile întregii epruvete. Ruperea epruvetei începe în momentul cînd „supratensiunea” devine egală cu rezistența toretică a materialului respectiv.

Valoarea „tensiunii de rupere” poate fi determinată cu ajutorul următorului raționament: dacă se examinează energia unei plăci (figura 2) de grosimea h supuse unor eforturi de întindere (P) aplicate la marginea ei în direcție perpendiculară pe lungimea crăpăturii — atunci prezența crăpăturii, capabilă să se mărească (linia întreruptă) prin creșterea efortului, determină o oarecare micșorare a energiei elastice a plăcii.

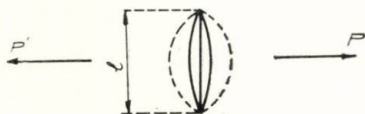


Fig. 2.

Această energie „deficitară” este concentrată într-un domeniu cu dimensiunile liniare de ordinul lungimii crăpăturii l (cu volumul $l^2 \cdot h$) și poate fi scrisă sub forma:

$$\Delta W_1 = -\frac{p^2 \cdot l^2}{2E \cdot h}, \quad (15)$$

unde E este modulul de elasticitate a materialului (plăcii).

Prezența crăpăturii în placă este legată și de energia superficială ΔW_2 :

$$\Delta W_2 = 2 \sigma \cdot e \cdot h, \quad (16)$$

unde σ este tensiunea superficială.

Mărimea totală a energiei determinată de prezența crăpăturii este suma celor două ($\Delta W_1 + \Delta W_2$) energii:

$$W = -\frac{l^2 \cdot l^2}{2E \cdot h} - 2 \sigma \cdot e \cdot h \quad (17)$$

Atîta timp cît lungimea crăpăturii este inferioară valorii critice l_0 ($l \leq l_0$), echilibrul plăcii, aflat sub acțiunea tensiunii de întindere (P), este stabil — adică crăpătura nu manifestă tendința de a se lungi. Dacă lungimea crăpăturii (l) este egală sau mai mare decît valoarea critică ($l \geq l_0$), energia determinată (ΔW) de prezența crăpăturii începe să descrească, în raport cu alungirea ei. În acest fel, pentru tensiunea de întindere, ruperea trebuie să înceapă cînd lungimea crăpăturii (l) devine egală cu valoarea critică (l_0) a crăpăturii — valoare corespunzătoare lui $\Delta W_{\min}$, adică pentru condiția $\left(\frac{\partial \Delta W}{\partial e}\right)_{p=0}$. În acest fel lungimea critică l_0 a crăpăturii este [2]:

$$l_0 = \frac{2\sigma \cdot E}{p^2} \quad (18)$$

Dacă lungimea crăpăturii (l) are o valoare dată tensiunea minimă ($P_{\min}$) la care crăpătura începe să se alungească, iar corpul să se rupă, este egală cu :

$$P_{\min} = \sqrt{\frac{2\sigma \cdot E}{e}} \quad (19)$$

Ținând seama de faptul că rezistența teoretică a corpurilor solide coincide aproximativ cu modulul de elasticitate ($P_{\max} \equiv E \approx \frac{2\sigma}{\delta}$), se obține următoarea relație pentru coborîrea rezistenței tehnice (reale) în raport cu cea teoretică, sub influența crăpăturii l [2] :

$$\frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \sqrt{\frac{2\sigma}{e \cdot E}} = \sqrt{\frac{\delta}{e}}, \quad (20)$$

unde δ este distanța dintre centrele a doi atomi vecini.

Deci pentru a micșora de 100 sau 1000 de ori rezistența tehnică în comparație cu cea teoretică, este „necesar“ de un „centru“ de crăpătură cu lungimea 10^4 respectiv 10^5 ori mai mare decât distanța interatomică, adică de circa 10^{-4} respectiv 10^{-5} cm.

Ținând cont de relațiile (13) și (20) se poate scrie forța (p') reală pe unitatea de suprafață (adică presiunea) la care corpul se rupe — și are forma [2] :

$$p' = \frac{e^2}{R^4} \sqrt{\frac{\delta}{l}} = p \sqrt{\frac{\delta}{l}}, \quad (21)$$

cum R și δ reprezintă aceeași mărime (distanța dintre atomi),

$$p' = p \sqrt{\frac{\kappa}{l}} \quad (22)$$

În acest fel s-a reușit să se stabilească o relație pentru valoarea reală a rezistenței la rupere, ținând cont de distanța dintre atomi și mărimea defectelor din material — adică pe baza teoriei electronice a forțelor dintre particulele metalelor. De altfel această relație (22), ne permite să determinăm mărimea defectelor admise în metal, pornind de la cunoașterea reală a rezistenței la rupere.

Înlocuind în relația (22) valoarea lui $p = 20^4$ kgf/mm², $R = 2 \cdot 10^{-8}$ cm și $l = 10^{-4}$, se obține că :

$$p' = 240 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}.$$

Valorile obținute cu relația (22), nu reprezintă altceva decât rezistența la rupere a aliajelor metalice. Cunoscînd această valoare cu ajutorul relațiilor stabilite în teoria deformărilor plastice, se poate determina

presiunea de deformare în cazul matrițării lichide, ajungându-se în final la o valoare pentru $P_d = (12 \dots 15) \text{ kgf/mm}^2$.

Această valoare este mai mică decât presiunea necesară în cazul matrițării clasice pentru același oțel — dar ceva mai mare decât recomandă unii autori [3]. Prin încercările făcute la matrițarea din oțel lichid a pinioanelor de direcție ale camioanelor, a rezultat că lucrând cu presiuni de $(12 \dots 15 \text{ kgf/mm}^2)$ se obțin rezultate bune pentru piese. Acest lucru ne confirmă calculele teoretice pentru presiune.

Bibliografie

- [1]. FRENKEL, I. I.: *Introducere în teoria metalelor*. București, Ed. tehnică, 1953.
- [2]. MANIU, A.: *Contribuții la studiul și cercetarea privind matrițarea oțelului în stare lichidă*. Teză de doctorat, Brașov, 1970.
- [3]. BIDULIA, P. I.: *Problema pressovaniis stali po sporovu jidkoi ștampovki*. Mașinostroitel, nr. 4, aprilie 1965.

INFLUENȚA ÎMBĂTRÎNIRII ASUPRA CAPACITĂȚII DE AMBUTISARE A TABLELOR SUBȚIRI

I. STANESCU, S. VASII, V. ȘUTEU

În lucrarea de față se prezintă influența pe care o exercită îmbătrânirea asupra capacității de ambutisare a tablelor subțiri prin modificarea anizotropiei în urma îmbătrânirii acestor table.

Se pleacă de la dependența dintre tensiuni și deformații avîndu-se la bază ipoteza că teoria deformației plastice e valabilă atît pentru corpul izotrop cît și pentru cel anizotrop.

Se ajunge la concluzia că prin îmbătrînire anizotropia materialului scade tînzînd către o valoare limită.

В настоящей работе представляется влияние которое имеет старение на вытяжки тонких листов благодаря изменению анизотропией в следствии старения этих листов.

Исходится от зависимости между напряжениями и деформациями имея как основу гипотез что теория пластической деформации приемлемая так как к изотропному телу так и к анизотропному.

Делается вывод что благодаря старению анизотропия материала подает стренулас к пределиному значению.

Orice tablă destinată ambutisării adînci se caracterizează prin existența unui grad inițial de anizotropie [3] :

$$\lambda_r = \frac{r_{45} - \frac{r_0 + r_{90}}{2}}{r_m} \quad (1)$$

unde :

λ_r — gradul de anizotropie ;

r_0, r_{45}, r_{90} — coeficienții de anizotropie corespunzători în direcțiile $0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ în raport cu sensul laminării ;

r_m — coeficientul mediu de anizotropie al tablei.

În general coeficientul de anizotropie r se exprimă prin raportul dintre deformațiile logaritmice pe înălțimea și grosimea epruvetei supuse la întindere [1] :

$$r = \frac{\epsilon_b}{\epsilon_t} = \frac{\lg \frac{b}{b_0}}{\lg \frac{t}{t_0}} \quad (2)$$

Întrucît măsurarea grosimii este dificilă, se determină deformăția după lățimea și lungimea epruvetei iar coeficientul de anizotropie se calculează la un volum constant după relația :

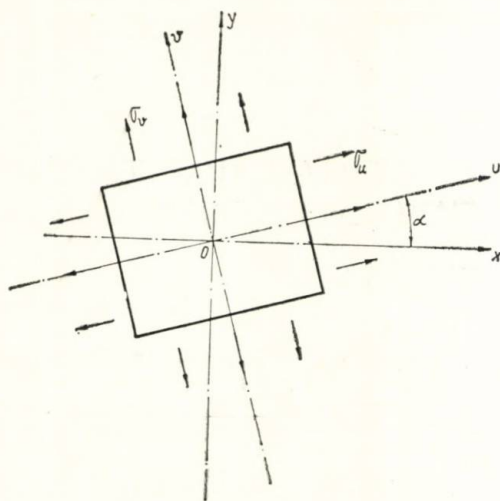


Fig. 1.

$$r = \frac{b_0 - b_1}{t_0 - \frac{t_0 \cdot b_0 \cdot l_0}{b_1 \cdot l_1}} \cdot \frac{t_0}{b_1} \quad (3)$$

unde :

b_0 t_0 l_0 — reprezintă lățimea, respectiv grosimea și lungimea sectorului epruvetei pe care se efectuează determinarea alungirii uniforme pînă la deformare, iar b_1 și l_1 lățimea respectiv lungimea după deformare.

Coeficientul de anizotropie intervine în două moduri diferite în deformăția plastică a tablelor :

— fie sub forma $r(\alpha)$, adică variația în funcție de unghiul α , față de direcția în care

se efectuează încercarea la tracțiune (anizotropie plană) ;

— fie sub forma r_m , media diferitelor valori ale lui $r(\alpha)$ și care caracterizează anizotropia normală sau capacitatea tablei de a se opune la reducerea de secțiune.

Cercetările mai recente au demonstrat că tabla posedă o anizotropie plastică ortogonală — ortotropie — care duce la o solicitare simplă fiind valabilă teoria anizotropiei plastice a lui P. Hill [2].

Considerînd un element dreptunghiular de tablă, figura 1, rotit cu unghiul α , axele de coordonate xyz coincid cu axele principale ale anizotropiei iar axele uvz reprezintă axele tensiunilor principale [4].

Calcululele pleacă de la dependența dintre tensiuni și deformății, avîndu-se la bază ipoteza conform căreia teoria deformăției plastice e valabilă atît pentru corpul izotrop cît și pentru cel anizotrop.

În cazul elementului anizotrop teoria enunțată e valabilă pentru $\alpha = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ iar corelația între tensiunile principale $\sigma_u, \sigma_v, \sigma_z$ și deformățiile corespunzătoare $\varepsilon_u, \varepsilon_v, \varepsilon_z$, sînt date de relații indicate în literatură [4].

În sistemul ortogonal adoptat coeficienții de anizotropie determinați experimental se notează prin r_x, r_y, r_z

Se consideră stare de tensiune plană ($\sigma_z = 0$).

Dacă proprietățile mecanice ale tablei anizotrope în planul său (xy) variază neînsemnat, atunci se poate considera r_x, r_y, r_m , ceea ce con-

duce la concluzia că un astfel de material posedă o simetrie circulară în raport cu axa z (cazul ambutisării paharelor cilindrice) ;

Presupunând $r_x = r_y = 1$ se obține expresia pentru intensitatea tensiunilor σ_e și a deformațiilor ϵ_e ale materialului izotrop.

Același lucru se poate spune și pentru materialul pseudoizotrop (cu proprietăți identice în toate direcțiile) socotit astfel în mod convențional, în cazul în care anulăm anizotropia.

Dependența dintre σ_e și ϵ_e (pentru ambele cazuri enunțate) poate fi determinată prin experiențe la întindere monoaxială sau umflare hidrostatică [4, 5] și poate fi exprimată prin funcție exponențială :

$$\sigma_e = \tilde{C} \cdot \epsilon_e^n \quad (4)$$

unde :

σ_e și ϵ_e — tensiunea, respectiv deformația pentru materialul izotrop ;

$\tilde{C}$ — indicele de rezistență egal cu C_u sau C_z în funcție de felul încercării.

Relația (4) se obține din expresiile stabilite în cazul încercărilor de întindere monoaxială :

$$\sigma_u = C_u \cdot \epsilon_u^n \quad (5)$$

și umflare hidrostatică :

$$\sigma_u = C_z \cdot \epsilon_u^n \quad (6)$$

unde :

C_u, C_z — indici de rezistență pe direcțiile u, z ;

n — indicele de consolidare mediu pe direcțiile din planul tablei.

În cazul materialului anizotrop pentru starea de tensiune plană, ecuația dependenței dintre tensiuni și deformații este :

$$\sigma_e = \bar{C} \cdot \bar{\epsilon}_e^n \quad (7)$$

unde :

$\bar{\sigma}_e$ și $\bar{\epsilon}_e$ — tensiunea respectiv deformația materialului anizotrop ;

$\bar{C}$ — indicele de rezistență care împreună cu indicele de consolidare n reprezintă constanta materialului anizotrop dat.

Pentru determinarea influenței anizotropiei asupra procesului de ambutisare sînt necesare calcule laborioase. În vederea simplificării calculelor se fac unele aproximări (care asigură totuși suficientă precizie) cu privire la relațiile între stări de tensiune-deformare la ambutisare [5].

În acest sens neglijînd variația grosimii tablei se consideră că flanșa semifabricatului se află în condiții de deformare plană ($\sigma_z = 0$).

Din compunerea tensiunilor σ_u și σ_v pe cele două direcții în cazul materialului anizotrop respectiv pseudoizotrop, se poate obține raportul lor [4]:

$$\frac{\bar{\sigma}_{u,v}}{\sigma_{u,v}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\frac{2(1+r_m)}{1+2 \cdot r_m}} \quad (8)$$

Acest raport permite să se aprecieze influența anizotropiei cu simetrie circulară, asupra stării de tensiune a flanșei.

Astfel, se observă că pentru variații destul de mari ale lui $r_m = 0,5 \div 2$, raportul $\bar{\sigma}_{u,v}/\sigma_{u,v}$ variază puțin ($1,05 \div 0,95$).

Se notează prin grad de ambutisare raportul:

$$m_k = \frac{D}{d} \quad (9)$$

D — diametrul semifabricatului;

d — diametrul piesei ambutisate.

Ținând cont de frecările care au loc în procesul de ambutisare și de secțiunea transversală a paharului prin care se transmite efortul de ambutisare și considerînd că elementul peretelui paharului (inițial considerat în tabla plană, figura 1) se află acum în planul stării de tensiune, iar deformația tangențială a paharului este zero ($\epsilon_u = 0$), se ajunge în final la raportul tensiunilor radiale în peretele paharului [4].

$$\frac{\bar{\sigma}_v}{\sigma_v} = \frac{(1+r_m)(2+r_m)}{2(1+2 \cdot r_m)} \quad (10)$$

iar

$$l \cdot m_k = \frac{l}{s} \cdot \sigma_{v_k} \quad (11)$$

unde:

σ_{v_k} — tensiunea critică radială în peretele paharului.

Mărirea coeficientului de anizotropie r_m la aceleași limite $0,5 \div 2$ duce la creșterea raportului $\bar{\sigma}_v/\sigma_v$ în limitele $0,93 \div 1,2$.

Conform relației (8) influența coeficientului de anizotropie r_m asupra stării de tensiune a flanșei e neînsemnată și poate fi neglijată iar din relațiile (10) și (11) rezultă că creșterea coeficientului de anizotropie r_m facilitează creșterea gradului de ambutisare m_k .

În baza relațiilor (8) și (10) se obține:

$$\frac{l_n m_k}{l_n m_k} = \frac{\sigma_{v_k}}{\sigma_{v_k}} \quad (12)$$

și utilizînd și relația (11) rezultă în final expresia gradului de ambutisare critic pentru materialul anizotrop [4, 5].

$$\bar{m}_k = c \left[\frac{(1+r_m)(2+r_m)}{2(1+2 \cdot r_m)} \cdot l_n m_k \right] \quad (13)$$

Relația obținută arată că între capacitatea de ambutisare a tablei exprimată prin gradul critic de ambutisare m_k și nivelul de anizotropie al ei, dat de coeficientul de anizotropie r_m există o anumită corelație.

Reprezentarea grafică a dependenței $m_k = f(r_m)$ este redată în figura 2.

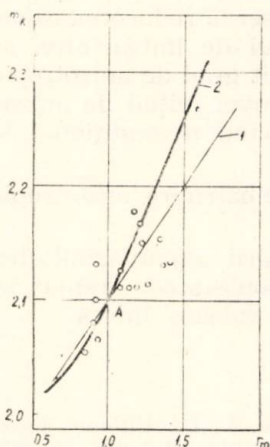


Fig. 2.

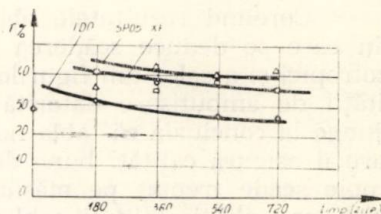


Fig. 3.

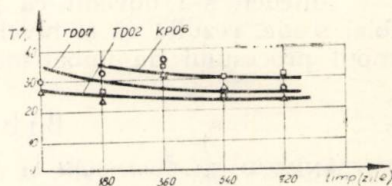


Fig. 4.

Curba 1 s-a ridicat pe baza valorilor medii exponențiale iar curba 2 a s-a construit pe baza relației (13).

Se observă apropierea evidentă dintre dependențele exprimate de ele.

Din analiza curbelor prezentate rezultă concluzia certă că cu cât nivelul de anizotropie al tablei este mai ridicat cu atât ea se va comporta mai bine în timpul deformărilor plastice de ambutisare. Considerind cazul limită al materialului anizotrop cu $r_m = 2$, din curba 2 sau din relația (13) se deduce mărirea coeficientului critic de ambutisare cu 16% în comparație cu materialul izotrop cu $r_m = 1$.

Pe de altă parte se știe că [1] proprietatea de deformare plastică a tablei — capacitatea de a fi ambutisată — este variabilă în timp.

Scăderea calităților tablei este de fapt consecința unor fenomene de îmbătrânire, care pot modifica radical caracteristicile celor mai bune table, provocând mari deficiențe în fabricație și importante cantități de rebut.

Pentru punerea în evidență a efectelor îmbătrânirii s-au făcut numeroase încercări mecanice și metalografice pe un important număr de table subțiri de proveniență străină și indigenă cu grosimi cuprinse între 0,4 ÷ 1 mm.

Rezultatele cele mai semnificative s-au obținut pe baza trasării curbelor $T = f(t)$ [6] prin care s-a pus în evidență scăderea rezervei capacității de ambutisare T ca urmare a îmbătrînirii.

Încercările au fost efectuate la intervale de 180 zile timp de 2 ani și redată în graficele din figurile 3 și 4, unde fiecare punct reprezintă media valorilor găsite în trei determinări.

Corelînd rezultatele obținute prin trasarea curbelor din figura 2 din care se deduce scăderea proprietăților de plasticitate cu creșterea izotropiei și a celor din figurile 3 și 4 din care se observă reducerea capacității de ambutisare datorită apariției fenomenului de îmbătrînire, se ajunge la concluzia că tabla nouă prezintă un anumit grad de anizotropie care îi asigură calități bune de ambutisare. Acest nivel inițial de anizotropie scade treptat pe măsura îmbătrînirii conducînd necondiționat la scăderea ambutisabilității tablei.

Astfel cercetările efectuate atestă că prin îmbătrînire anizotropia materialului scade tinzînd către o valoare limită.

Întrucît s-a dovedit că pe măsura îmbătrînirii ambutisabilitatea tablei scade, rezultă că și nivelul inițial de anizotropie scade treptat în timpul procesului de îmbătrînire tinzînd către o valoare limită.

Bibliografie

- [1]. STĂNESCU, I.: *Contribuții la determinarea și îmbunătățirea capacității de ambutisare a tablei subțiri*. Teză de doctorat, 1969, I. P. Brașov.
- [2]. HILL, P.: *Matematicheskaya teoriya plastichnosti*. M., Gostehizdat, 1956.
- [3]. IAKOVLEV, S. P., SEVELEV, V. V.: *Ob ucete ishodoi anizotropii lista pri glubokoi vitiayke*. Kuznecino-stampovocinoe proizvodstvo, 1968, nr. 1.
- [4]. GOLOVIEV, V. D.: *Vliianie anizotropii na profess glubokoi vitiayki*. Kuznecino-stampovocinoe proizvodstvo, 1966, nr. 10.
- [5]. LIBET, L., WYBO, M.: *An investigation in to the effect of plastic anisotropy and rate of work-hardening in deep drawning*. Sheet Metal Inds., V. 41, nr. 450, 1964.
- [6]. STĂNESCU, I., VASII, S., TUREAC, I., ȘUTEU, V.: *Cercetări privind influența îmbătrînirii tablelor asupra capacității lor de ambutisare*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, Mec., vol. XI, 1969.

NOI DATE PRIVIND DESFĂȘURAREA AȘCHIERII ȘI FORMAREA AȘCHILOR LA RECTIFICARE

GHEORGHE SECARA

Lucrarea tratează unele elemente mai puțin cunoscute la rectificare și anume, mecanismul intim al formării așchiei, în ipoteza acțiunii unei granule abrazive oarecare, prezintă forma teoretică a așchiei cum și condițiile în care acestea se realizează etc. Arată de asemenea modul în care se obține suprafața prelucrată cum și unele concluzii care se desprind din aceasta.

Se dau noi relații de calcul pentru elementele așchiilor precum și dependența acestora de regimul de așchiere.

L'ouvrage traite les éléments en quelque sorte peu connus, à savoir, le mécanisme intime de la formation des copeaux dans l'hypothèse de l'action d'une granule abrasif quelconque, et présente la forme théorique de la coupe, comme aussi les conditions de leur réalisation, etc. On montre aussi la manière d'obtenir la surface usinée comme aussi quelques conclusions.

On donne des nouvelles relations de calcul pour les éléments des copeaux obtenus couramment à la rectification, comme aussi la dépendance parmi les paramètres de la rugosité de la surface usinée et les éléments de la régime de coupe.

Față de celelalte tipuri de prelucrări, rectificarea se distinge prin :

- numărul de tășuri așchietoare care participă la prelucrare ;
- mărimea așchiilor îndepărtate de fiecare tăiș ;
- geometria și modul de acționare a fiecărui tăiș.

Așchiera are loc datorită acțiunii succesive a granulelor abrazive de la suprafața activă a sculei asupra materialului supus prelucrării. Schematic acest lucru, pentru rectificarea rotundă exterioară, arată ca în figura 1. Conform acesteia, granula 1 tăind așchia, a pătruns în materialul de prelucrat în punctul A și a ieșit în A'. Mai departe scula continuând să se rotească intră în acțiune granula 2, care în momentul de analiză este în așchiere ¹⁾. Granula următoare 3, va pătrunde în material în punctul A, dar pînă se produce tăierea așchiei, piesa se rotește în

¹⁾ Pentru simplificare la analiza lucrului granulelor 1 și 2 nu s-a luat în considerare mișcarea piesei.,

jurul axei sale cu arcul A'B, iar vârful granulei va descrie arcul AB. Așchia care va fi desprinsă va căpăta, în secțiune, forma unei virgule, notată pe figură cu a_1 . Granulele 4, 5 care urmează în mișcarea de rotație, vor veni pe rînd în contact cu piesa în punctele C, D etc., ajunse datorită mișcării de rotație la nivelul axei 00_1 și vor părăsi acest contact în punctele C', D' etc. Fiecare din aceste granule vor desprinde așchii succesive, corespunzător poziției lor la suprafața sculei. Pentru cazul analizat granula 4 va desprinde așchia a_2 granula 5, așchia a_3 și așa mai departe.

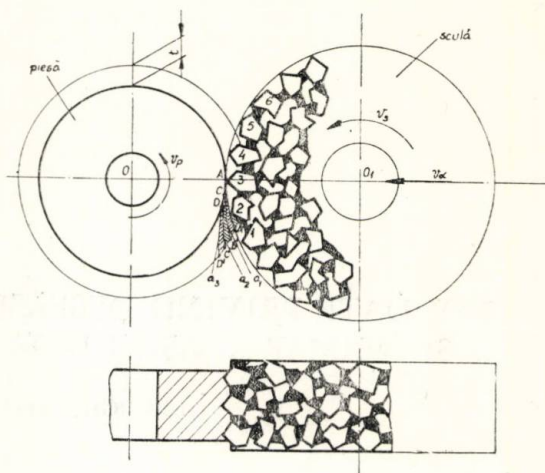


Fig. 1. Desfășurarea așchierii la rectificare.

Forma teoretică a așchiilor desprinse de fiecare granulă arată ca în figura 2. Această formă rezultă urmărind drumul parcurs de granulele vecine G, G_{-1}, G_{-2} și G_{-3} ,

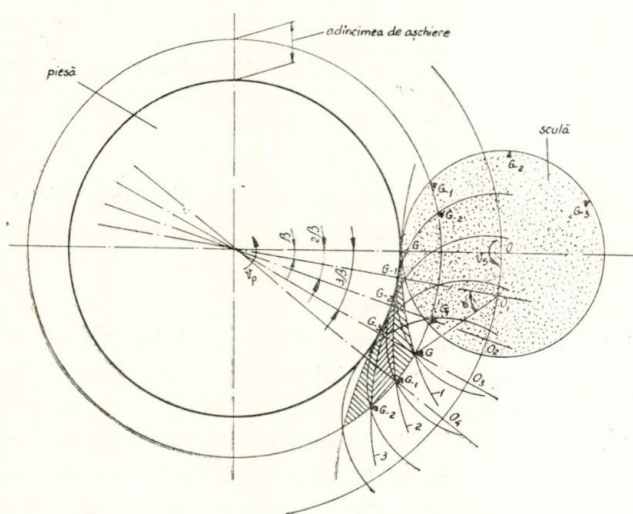


Fig. 2. Forma teoretică a așchiilor la rectificarea rotundă exterioră.

tru simplificare, în cazul analizat, distanța dintre granule s-a considerat constantă, iar rotirea piesei a fost înlocuită cu rularea sculei.

de pe suprafața sculei, de la venirea în contact cu piesa și pînă la părăsirea acestui contact. Astfel granula G parcurge curba G_{-1} , granula G_{-1} care îi urmează curba 2, granula G_{-2} curba 3 și așa mai departe. Suprafața hașurată, cuprinsă între două curbe vecine, de exemplu 1 și 2 sau 2 și 3 și limitată la exterior de diametrul inițial al piesei, reprezintă tocmai secțiunea așchiei desprinse de fiecare din aceste granule. Pen-

Unghiul la centru, corespunzător rotirii piesei, pe durata contactului granulei este β iar a sculei α .

Forma efectivă a așchiei, obținută practic, se deosebește mult de cea teoretică, datorită faptului că în timpul așchierii are loc o alunecare pronunțată a granulei pe piesă, fără să așchieze, mai ales în momentul pătrunderii. Această alunecare este însoțită totdeauna de o deformare elastico-plastică a materialului aflat sub granula abrazivă.

Alunecarea și strivirea materialului continuă pînă cînd apăsarea crescîndă a granulei devine suficientă pentru formarea și forfecarea elementului de așchie. Lungimea alunecării granulei pe a materialului de așchiat depinde mult de forma și geometria granulelor. La granulele mai ascuțite, adică cele cu raza de rotunjire a vârfului mai mică, și alunecarea va fi mai mică și invers. Acest fapt asociat cu tasarea așchiei din timpul formării ei, face ca forma efectivă să se diferențieze și mai mult de cea teoretică arătată.

Așchiera începe de obicei în momentul cînd pătrunderea efectivă a granulei în material, figura 3, devine mai mare decît mărimea razei de rotunjire a vârfului granulei. Atîta timp cît adîncimea t_1 de așchiere este mai mică decît raza de rotunjire ρ a vârfului granulei, unghiurile de așchiere sînt atît de mici, încît așchia nu poate fi desprinsă. De exemplu, pentru punctul a, figura 3, unghiul de așchiere γ_a este apropiat de -90° și în aceste condiții materialul de sub granulă va fi supus deformației de compresiune.

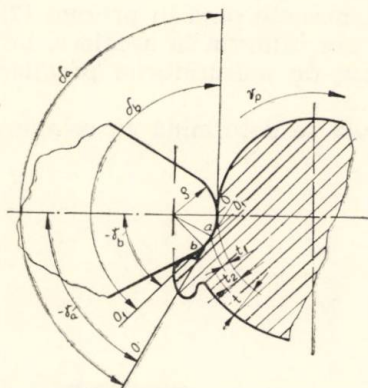


Fig. 3. Formarea așchiei la rectificare.

Cercetările efectuate de autor, așchiind cu granule abrazive individuale, au confirmat acest lucru și au evidențiat faptul că modul de formare a așchiei depinde într-un grad însemnat de adîncimea de așchiere. Astfel s-a constatat că la grosimi relativ mari de așchiere, îndepărtarea materialului se datorește în cea mai mare parte procesului pur de așchiere, pe lângă așchiile principale, produse

de către întreg profilul părții de lucru a grăuntelui, există și multe așchii fine, realizate de muchiile așchietoare mici aflate pe extremitățile de lucru ale acestuia.

În cazul adîncimilor mici de așchiere au loc toate cele trei procese de rectificare descrise de Halm [1] și anume: prin așchiere, prin pătrundere și prin frecare, procentul așchierii este însă relativ mic și scade odată cu scăderea adîncimii de așchiere. Viteza de îndepărtare a mate-

rialului prin pătrundere crește cu scăderea adâncimii de aşchiere, iar în cazul adâncimilor de aşchiere extrem de mici, fenomenul de frecare devine predominant. În cazul acestui proces, îndepărtarea materialului are loc sub formă de „foițe“ extrem de fine, desprinse de pe suprafața piesei supuse prelucrării.

Grosimea maximă a aşchiei, care revine pentru o granulă abrazivă, în baza studiilor şi experienţelor efectuate de autor, poate fi calculată cu ajutorul relaţiei :

$$a_{zmax} = \frac{v_p}{60 v_s \pm 2v_p} \sqrt{t} \cdot \lambda_g \cdot \sqrt{\frac{1}{D_s} + \frac{\alpha}{D_p} \cdot \frac{S}{B}} \quad (1)$$

în care :

- v_p — viteza piesei în m/s ;
- v_s — viteza discului abraziv în m/s ;
- D_s — diametrul exterior al discului abraziv în mm ;
- D_p — diametrul piesei de prelucrat în mm ;
- t — adâncimea de pătrundere a granulei în piesă, în mm ;
- λ_g — distanţa între granulele abrazive active, în mm ;
- α — coeficient ce ţine seama de felul operaţiei ce se execută (pentru rectificarea rotundă exterioară şi interioară $\alpha = 1$ iar pentru rectificarea plană $\alpha = 0$) ;
- s — avansul de lucru, în mm ;
- B — lăţimea discului abraziv folosit.

Această relaţie se deosebeşte de cele cunoscute pînă în prezent [2] prin faptul că ia în considerare toţi factorii care intervin la aşchiere, iar rezultatele obţinute sînt pe deplin confirmate de măsurătorile practice deja efectuate.

Lungimea aşchiei desprinsă de o granulă se determină cu relaţia :

$$l = \sqrt{t} \cdot \sqrt{\frac{D_s \cdot D_p}{D_s + p}} \quad (2)$$

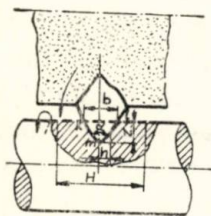


Fig. 4. Schema pătrunderii grăuntelui abraziv în materialul de prelucrare.

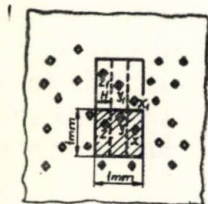


Fig. 5. Porțiune din desfășurarea suprafeței de lucru a discului abraziv.

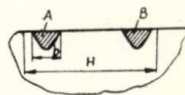


Fig. 6. Urmele a două granule vecine pe piesa de prelucrat.

De remarcat că, elementele acestei relații au aceleași semnificații ca în relația grosimii aşchiei.

Pentru conformația suprafeței prelucrate, importanță mare au pe lângă acești doi parametri, și lăţimea aşchiei desprinse de fiecare granulă abrazivă, în corelație directă cu granulele vecine.

Din studiul întreprins în legătură cu acest parametru a rezultat că printre elementele care influențează cel mai mult lățimea așchiei se numără forma grăuntelui și adâncimea de pătrundere. În funcție de aceste elemente așchia poate fi îngustă și groasă sau lată și subțire etc.

Considerind ca reprezentativă forma granulei din figura 4, se poate vedea că lățimea b a așchiei este mult mai mică decât lățimea maximă a granulei. Valoarea acestei lățimi depinde direct de adâncimea de pătrundere și unghiul de vîrf al granulei.

În cazul de față (analizat) cantitatea de material desprinsă de granulele abrazive în timpul lucrului este limitată de triunghiul KLm .

Probabilitatea pătrunderii vîrfului vreunei granule oarecare în intervalul h de pe segmentul H , este egală cu raportul $\frac{h}{H}$ adică :

$$P_b = \frac{h}{H} \quad (3)$$

Segmentul de dreaptă H se determină, în modul următor : să presupunem o porțiune din desfășurata discului abraziv, așa cum se vede în figura 5, în care sînt reprezentați schematic grăunții abrazivi x, y, z . Dacă pe 1 mm^2 de suprafață desfășurată a discului se găsesc n_1 grăunți, atunci la fiecare grăunte va reveni cîte o suprafață cu lungimea $L = 1 \text{ mm}$ și lățimea H , unde :

$$H = \frac{L}{n_1} = \frac{1}{n_1} [\text{mm}]$$

Introducînd această valoare în ecuația (3) se obține :

$$P_b = \frac{h}{\frac{1}{n_1}} = h \cdot n_1 \quad (4)$$

Din ecuația obținută reiese că probabilitatea pătrunderii a două granule vecine y și y_1 în intervalul extrem de mic b , va fi infimă, deoarece pe măsură ce se micșorează lățimea așchiei b , se va reduce și probabilitatea $P = b \cdot n_1$.

Din cele expuse mai sus, rezultă că oricît de aproape ar fi așezați doi grăunți abrazivi învecinați, ei lucrează în secțiuni diferite, atît în lungul axei piesei cît și în plan perpendicular. Se demonstrează în acest fel că cercetările mai vechi în acest sens sînt depășite, la fel ca și analogia totală a rectificării cu frezarea.

Pentru o caracterizare completă a procesului de rectificare nu este suficient să se determine numai parametrii așchiei în secțiunea perpendiculară pe axa piesei, deoarece lățimea așchiei desprinse de una din granulele discului de rectificat este mult mai mică decât distanța dintre două granule vecine, măsurată în lungul axei piesei. Din această cauză, două granule vecine în lungul axei piesei vor desprinde pe intervalul H analizat, figura 6, așchiile notate cu A și B . Suprafața cuprinsă între acestea va rămîne astfel netedă. Pentru desprinderea de material de pe această porțiune va trebui să acționeze un număr mai mare de granule.

Acest lucru se realizează prin granulele care urmează în mișcarea de rotație a sculei.

Într-adevăr dacă se presupune că contactul dintre piesă și sculă se determină prin arcul CD , figura 7, granulele sculei vor desprinde de pe suprafața piesei așchii elementare cu dimensiunile b și l , în care : b este lățimea așchii desprinse de o granulă, iar l lungimea acelei așchii. Pentru înțelegere în partea dreaptă a figurii 7 este arătat schematic o parte din desfășurata suprafeței de contact a piesei cu scula. Această desfășurată are lățimea de 1 mm, iar lungimea egală cu lungimea așchiilor.

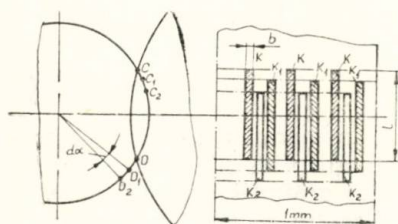


Fig. 7. Schema de formare a suprafeței rectificată.

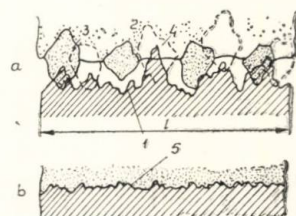


Fig. 8. Schema de formare a rugozității suprafeței la rectificare.

Numărul așchiilor n_1 desprinse de pe suprafața considerată, se determină prin numărul granulelor care se găsesc pe 1 mm^2 din suprafața sculei. În cazul considerat acest număr este egal cu 3.

Urmărind scula și piesa în acțiune se poate vedea că la primul contact CD așchiile elementare desprinse de pe piesă sînt cele notate cu litera k . La rotirea sculei cu un arc, a cărui lungime este de 1 mm, piesa se va roti cu arcul $d\alpha$. Contactul piesei cu scula se determină acum prin arcul C_1D_1 iar granulele noi vor desprinde de pe suprafața piesei așchiile elementare notate cu k_1 . Numărul acestor așchii este de asemenea n_1 .

După rotirea următoare a sculei cu încă 1 mm, piesa se va roti din nou cu arcul $d\alpha$, contactul între piesă și sculă se va determina prin arcul C_2D_2 și ca urmare vor fi desprinse noi așchii elementare, notate de această dată, prin k_2 .

Continuînd lucrul în acest fel, cu fiecare rotire elementară a sculei, de pe suprafața piesei se vor desprinde așchii similare, care conduc în final la obținerea suprafeței rectificată.

În concluzie, după cum se vede și din schema analizată, suprafața obținută este formată prin desprinderea așchiilor elementare de către fiecare granulă, așchii care sînt deplasate unele față de altele atît după direcția axială cît și după cea perpendiculară. Într-o secțiune de-a lungul axei piesei această suprafață arată ca în figura 8, unde elementele semnalate sînt : 1 — forma suprafeței piesei în timpul prelucrării ; 2 — scula așchietoare ; 3 — rîndul de granule abrazive active (în prezent în lucru) ; 4 — granula care urmează să așchieze și 5 — configurația finală a suprafeței prelucrate.

Urmărind figura 8 se poate vedea cum granulele abrazive, pe lângă faptul că ocupă pe suprafața sculei poziții întâmplătoare, sînt situate în același timp și la nivele diferite. Cantitatea de material, desprinsă de fiecare din aceste granule fiind în directă dependență de aceasta. În final, se poate spune că acest ultim fapt, asociat cu multe altele are drept consecință principală obținerea suprafeței prelucrate cu o anumită rugozitate, mai mare sau mai mică, în funcție directă de forma, poziția, mărimea și distanța dintre granulele abrazive așchietoare.

În plan perpendicular pe axa piesei forma suprafeței prelucrate rezultă ca în figura 9, unde elementele analizate sînt atît piesa cît și scula.

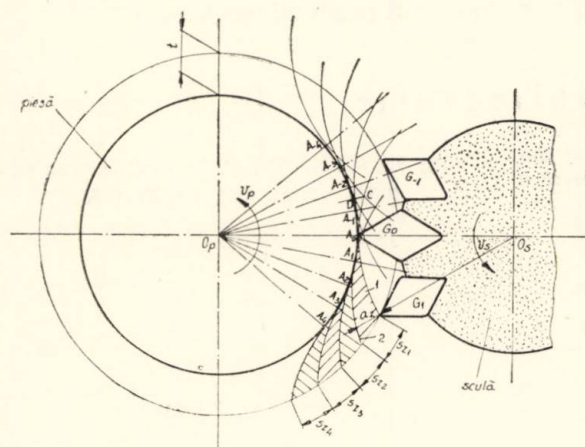


Fig. 9. Schema de formare a abaterilor de formă la rectificarea rotundă exterioară.

Pentru început, dacă grăunții abrazivi sînt considerați compacți pe suprafața sculei, adică au forma unui tăiș continuu, rectificarea se face urmînd curba $A_{-1} A_0 A_1$, identică cu circumferința piesei. În acest caz la sfîrșitul unei rotații complete a piesei, forma prelucrată corespunde cu un cerc perfect, cu centrul în O_p și raza $O_p A_0$. În realitate însă, așa după cum s-a văzut,

granulele abrazive sînt dispuse la o anumită distanță unele de altele, ceea ce face ca și rectificarea să decurgă altfel.

Pentru a evidenția acest lucru să presupunem că pe suprafața sculei, figura 9, există granulele G_{-1} , G_0 și G_1 . Presupunem de asemenea că piesa și scula încep să se rotească pornind din poziția unde granula G_0 se află pe linia centrelor $O_p O_s$.

În această ipoteză, în timpul lucrului fiecare din aceste granule va descrie o curbă a sa proprie. În cazul de față granula G_0 va descrie curba 1, iar granula G_{-1} curba 2 și așa mai departe.

Intersecția dintre aceste două curbe se face de regulă într-un punct situat deasupra circumferinței teoretice a piesei. În consecință, materialul rămas neîndepărtat de trecerea a două granule vecine, corespunde în general ariei îngrădite de punctele $A_{-2} C A_{-1}$ iar starea suprafeței rectificate este reprezentată prin înălțimea CD .

În timpul prelucrării acest fenomen se repetă la fiecare două granule vecine care urmează să așchieze, ceea ce face ca suprafața piesei în planul analizat să rezulte cu asperități de înălțimea CD arătată.

Din schema reprezentată în figura 9 se poate vedea de asemenea că, cu cât viteza periferică a piesei de rectificat scade, cu atât distanțele A_{-1} , A_0 și $A_0 A_1$ se reduc și în consecință starea suprafeței reprezentată prin înălțimea CD se micșorează. Mărirea vitezei periferice a discului atrage după sine, firesc, rezultate asemănătoare, dar dat fiind rezistența limitată a corpurilor abrazive cu liant ceramic, acest parametru nu poate fi mărit oricât și în consecință, în funcție de caz se va acționa asupra acelui parametru care permite cel mai ușor ridicarea calității suprafeței. În prezent, cercetările de laborator în domeniul rectificării metalelor cuprind deja viteze ale discului abraziv de pînă la 120 m/s, lucru care a condus la obținerea de rezultate remarcabile atît în ceea ce privește calitatea suprafeței, cît și, mai mult, în domeniul productivității.

Bibliografie

- [1]. HANN, R. S.: *On the nature of the grinding process*. Paper presentid an the 2 ind. Int. Prod. Conf. Birmingham. England, sept. 1962.
- [2]. IASCERITIN, P. I.: *Rectificarea rapidă*. Traducere, I.D.T. 1953.

STUDIUL FACTORILOR CARE INFLUENȚEAZĂ PRECIZIA CINEMATICALĂ A LANȚURILOR DE FILETARE

AL. VAIDA, S. VELICU

În baza unor studii teoretice și experimentale, se prezintă unele concluzii asupra factorilor care influențează precizia cinematică a lanțului de filetare la strung.

Se iau în considerare erorile de prelucrare și de asamblare a organelor lanțului cinematic și se determină influența lor asupra piesei prelucrate.

Lucrarea conține numai prima parte a studiului, adică latura calitativă a erorilor.

Nach dem Theoretischen und Experimentalen studium, sind einige Resultaten über die Einflussgrossen der Kyne-matischen genauigkeit der Gewinde-schneidzüge angegeben.

Es wird von den Herstellung- und Montagefehler der Zahnrad der Ky-nematischen züge ausgegangen um ihren einfluss auf die bearbeiteten teile zu bestimmen.

Der Beitrag ist der erste Teil der Arbeit und beschränkt sich auf qualitative bestimmung der fehler.

În construcția mașinilor-unelte, anumite lanțuri cinematice, în afara cerințelor obișnuite de funcționare, trebuie să realizeze un raport de transmitere foarte precis, între valorile mișcărilor organelor finale. Cele mai reprezentative exemple de asemenea lanțuri cinematice sînt lanțurile de filetare, de rulare și de divizare.

În cazul lanțurilor cinematice de filetare, trebuie realizată condiția ca unei rotații complete a semifabricatului, să-i corespundă o deplasare a sculei, egală cu pasul elicei. Relația care exprimă această legătură are forma :

$$n_{ap} \cdot i_t = n_{sc}$$

unde n_{ap} — turația arborelui principal ;

i_t — raportul de transmitere total al lanțului ;

n_{sc} — turația șurubului conducător.

Ținînd seama de egalitatea :

$$n_{sc} \cdot P_{sc} = n_{ap} \cdot P_p$$

unde P_{sc} și P_p reprezintă pasurile șurubului conducător, respectiv a

filetului piesei de prelucrat, relația de mai sus se poate scrie și sub forma :

$$i_t = \frac{p}{p_{sc}} -$$

Rezultă că precizia pasului filetului piesei depinde de precizia pasului șurubului conducător (P_{sc}) și a raportului de transmitere a lanțului (i_t). Dacă acest lanț cinematic deservește o mașină unealtă de mare precizie, cum ar fi strungul de filetare a șuruburilor conducătoare sau mașina de rectificat filete, pasul elicei poate fi cerut cu precizie de sutimi, sau chiar miimi de milimetru.

Pentru a putea răspunde cerințelor unei asemenea precizii ridicate, organele componente ale lanțului cinematic, care servesc la transmiterea mișcării, trebuie să fie realizate și montate foarte îngrijit, avînd erori minime.

Mecanismele care servesc la transmiterea mișcărilor în lanțurile cinematice de filetare sînt de tipul angrenajelor cu roți dințate și șurub-piuliță, astfel că în continuare se va studia influența erorilor de execuție și de montaj ale organelor componente. Cunoscînd erorile parțiale, se poate determina ponderea influenței fiecăreia asupra preciziei piesei prelucrate.

La o mașină-unealtă de filetat, precizia de prelucrare depinde de mai mulți factori :

- de precizia cinematică a lanțurilor cinematice ;
- de rigiditatea statică și dinamică a mașinii-unelte ;
- de fixarea corectă a sculei, respectiv a semifabricatului ;
- de alegerea corectă a condițiilor tehnologice de prelucrare etc.

În lucrarea de față, se propune să se stabilească factorii care influențează precizia cinematică a lanțului de filetare, deci numai primul din cele amintite mai sus.

Erorile care cauzează imprecizie în realizarea raportului constant dintre mișcarea de rotație a arborelui principal, respectiv a piesei de prelucrat și deplasarea rectilinie a sculei sînt :

- eroarea cumulată de pas (E_c^d) la roțile dințate ;
- eroarea ciclică (E_{cl}) a dinților ;
- eroarea cinematică (E_{cn}), ca sumă a primelor două erori a roților dințate ;
- eroarea cinematică a mecanismului șurub-piuliță (E_{cnsp}).

Studiul se particularizează la cazul strungului de filetare, la care lanțul de filetare realizează legătura cinematică dintre rotirea arborelui principal și deplasarea căruciorului. Un asemenea lanț cinematic se compune din două ramuri : prima ramură, care face legătura dintre arborele principal și lira roților de schimb și a doua ramură, care preia mișcarea de la lira roților de schimb și o transmite căruciorului.

Din punctul de vedere al valorii rapoartelor de transmitere, mecanismele pot fi grupate în : — mecanisme cu raport de transmitere variabil, compuse din lira roților de schimb și angrenajele cu roți baladoare, sau

cuplaje și — mecanismele cu raport de transmitere constant, compus din restul mecanismelor.

Raportul de transmitere (i) trebuie să fie constant în oricare moment al prelucrării și să fie independent de variația forțelor care solicită lanțul cinematic. Variația componentei P_z a forței de așchiere poate să cauzeze variații în viteza unghiulară a arborelui principal, iar variația componentei P_x a forței de așchiere și a coeficientului de frecare în ghidajele căruciorului, poate să cauzeze variații, respectiv frînări și accele-rări, în viteza de deplasare a căruciorului.

Variațiile vitezelor apar datorită elasticității organelor componente, jocurilor dintre suprafețele în contact și erorilor de execuție și de mon-taj ale acestora. Influența elasticității și a jocurilor poate fi redusă la mi-nimum prin proiectare corectă, din realizarea rigidității statice și dina-mice la valori corespunzătoare.

Errorile cinematice ale roților dințate produc rotiri suplimentare la organul antrenat, deci variații momentane ale raportului de transmi-tere. Eroarea cinematică a unui angrenaj; fiind compusă din eroarea ciclică și eroarea cumulată de pas a roților dințate, poate fi determinată prin măsurare, sau din cîmpurile de toleranțe admise la prelucrarea aces-tora. Variații ale raportului de transmitere mai sînt produse și de bătăile radiale și axiale ale roților dințate.

Abaterea bătăii radiale (AB_r) poate să provină din mai multe mo-tive. În primul rînd datorită necoaxialității danturii cu alezajul butucului (AB_{r1}). Această abatere se poate determina prin măsurare, sau din con-sultarea desenelor de execuție, respectiv a mărimii cîmpurilor de tole-ranțe prescrise.

În continuare poate să fie cauzată de bătaia radială a fusului pe care se montează roata (AB_{r2}). De asemenea mai poate fi cauzată de poziția dezaxată a roții față de axa de rotație a arborelui (AB_{r3}), care se calculează ținîndu-se seama de jocul minim și maxim admis la asambla-rea roții, folosind relația :

$$AB_{r3} = \frac{i_{\min} + j_{\max}}{2}$$

Asupra bătăilor radiale mai influențează și bătăile radiale ale rul-menților (AB_{r4}) folosiți la ghidarea arborilor. Influența acestora depinde și de modul cum sînt montate roțile, între reazeme sau în consolă. Rela-țiile au forma :

$$AB_{r4} = \frac{\sqrt{\left(B_{r2}\right)^2 + \left(B_{r1} \cdot \frac{L_1}{L_2}\right)^2}}{1 - \frac{l_1}{l_2}}$$

pentru prinderea între reazeme, sau :

$$AB_{r4} = \frac{\sqrt{\left(B_{r2}\right)^2 + \left(B_{r2} \cdot \frac{l_3}{l_4}\right)^2}}{1 - \frac{l_3}{l_4}}$$

pentru prinderea în consolă.

Aici Br_1 și Br_2 sînt bătăile radiale ale rulmenților, iar l_1, l_2, l_3, l_4 , distanțele dintre roată și reazeme.

În vederea fixării axiale, roțile dințate sînt sprijinite pe suprafețe frontale ale arborilor. Neperpendicularitatea suprafeței frontale pe axa de rotație a arborelui cauzează bătăi radiale (ABr_5), care se pot calcula cu relații de forma :

$$ABr_5 = \frac{2 l_5}{d_1} \sqrt{(ABf_1)^2 + (ABf_2)^2}$$

unde l_5 este brațul forței care se transmite prin roată,
 d_1 — diametrul la care acționează forța, iar

ABf_1 și ABf_2 — abaterile bătăii frontale ale suprafețelor frontale de contact la roată ; respectiv la arbore.

Abaterea bătăii axiale (AB_a) apare datorită următoarelor cauze :

— În primul rînd datorită prelucrării imprecise a roții, în limitele cîmpului de toleranță (AB_{a1}) ;

— Datorită bătăii axiale a rulmenților (AB_{a2}) ;

— Componenta care apare în cazul rotirii și sprijinirii pe o suprafață frontală neperpendiculară pe axa de rotație (AB_{a3}) ;

— Cînd roata dințată este montată rigid pe arbore, dar suprafața frontală pe care se sprijină nu este perpendiculară pe axa de rotație a arborelui, bătaia axială se poate calcula cu relația :

$$AB_{a4} = \frac{d_2}{d_1} \sqrt{(ABf_1)^2 + (ABf_2)^2}$$

termenii avînd aceleași semnificații ca la bătăile radiale.

Bătăile radiale, în cazul angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați și al celor cu roți conice, se transformă și în bătăi axiale, dar în lanțurile de filetare nu se folosesc decît angrenaje cilindrice cu dinți drepti.

Bătaia radială totală (AB_{rt}) și bătaia axială totală (AB_{at}), se obține prin însumare pătratică a bătăilor parțiale, cu ajutorul relațiilor :

$$AB_{rt} = \sqrt{(ABr_1)^2 + (ABr_2)^2 + \dots}$$

respectiv :

$$AB_{at} = \sqrt{(AB_{a1})^2 + (AB_{a2})^2 + \dots}$$

Eroarea de rotire la roata antrenată ($\Delta \varphi_i$) cauzată de bătăile radiale (AB_r) și de bătăile axiale (AB_a) se determină cu ajutorul relației :

$$\Delta \varphi_i = \frac{2}{d_3} B.$$

unde d_3 este diametrul cercului de divizare a roții antrenate, iar B se determină ținînd seama că mișcarea se transmite cu roți cilindrice, roți conice, sau cu angrenaj melc-roată melcată.

Pentru roți cilindrice relația are forma :

$$B = \sqrt{E_{cp}^2 + \left(\frac{Ab_r}{\cos \alpha_s} \right)^2 + (AB_n \cdot t_g \beta)^2}$$

unde E_{cp} — este eroarea cumulată a pasului circular ;

β — unghiul de înclinare al dintelui, iar

α_s — se calculează cu relația :

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

unde α_n — unghiul de angrenare al roții cu dinți înclinați.

Mișcarea de rotație este transformată în mișcare de translație cu ajutorul mecanismului șurub-piuliță. De aceea trebuie calculată eroarea de deplasare (E_{s1}), care se transmite de piulița care execută mișcarea rectilinie și este cauzată de erorile de rotire ale angrenajelor. Pentru aceasta se folosește relația :

$$E_{s1} = \triangle \varphi t \cdot m_{sc} \cdot k_{sc}$$

unde $\triangle \varphi t$ — este eroarea totală de rotire datorită angrenajelor în radiani ;

m_{sc} și k_{sc} — modulul și numărul de începuturi la filetul șurubului conducător.

Această eroare de deplasare se însumează cu eroarea introdusă de mecanismul șurub-piuliță.

Eroarea la organul de ieșire al mecanismului șurub-piuliță

Eroarea de deplasare rectilinie a elementului condus, în cazul strungurilor de filetat a piuliței, se transpune direct asupra piesei, drept eroare de pas a filetului prelucrat, de aceea se vor analiza toate elementele componente.

Eroarea de deplasare, deci eroarea cinematică a mecanismului șurub-piuliță (E_{cisp}), exprimată de regulă în unități de miimi de milimetru, rezultă din însumarea celor două componente și anume :

1. a erorii ciclice (E_{clrp}), care se repetă de mai multe ori la deplasarea completă a piuliței, și

2. a erorii cumulate (E_{csp}), crescătoare sau descrescătoare de-a lungul deplasării piuliței. Rezultă deci :

$$E_{cisp} = E_{clrp} + E_{csp}$$

Eroarea ciclică a mecanismului șurub-piuliță (E_{clrp}) este influențată de mai mulți factori.

1. Bătaia radială a filetului șurubului conducător (AB_{rsc}) inclusiv necoaxialitatea șurubului conducător cu piulița, care se calculează cu relația :

$$E_{clsp1} = AB_{rsc} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

unde α este unghiul flancurilor elicei filetului.

După cum se poate observa din relația de mai sus, eroarea de deplasare este direct proporțională cu mărimea unghiului α . Din acest motiv, la mașinile de filetat foarte precise se recomandă folosirea unor unghiuri cât mai mici. În loc de valoarea obișnuită $\alpha = 15^\circ$ se poate adopta chiar și $\alpha = 3^\circ$.

2. Abaterea ciclică a filetului șurubului (E_{clsp}) și a filetului piuliței (E_{clp}), apare în urma prelucrării acestora și se măsoară în direcția axei piesei de prelucrat. După cum se poate demonstra și teoretic, eroarea ciclică a mecanismului șurub-piuliță, datorită abaterilor ciclice ale fileturilor, este egală cu valoarea minimă a acestor abateri.

3. Bătaia axială de montaj a organului rotativ, în cazul strungurilor a șurubului (AB_{asc}) se transmite direct și complet asupra piesei de prelucrat. Astfel că se poate scrie :

Eroarea ciclică totală (E_{clp}) se obține din însumarea pătratică a erorilor ciclice parțiale, și anume :

$$E_{clsp} = \sqrt{(E_{clsp1})^2 + (E_{clsp2})^2 + E_{clsp3}^2}$$

2. Eroarea cumulată a mecanismului șurub-piuliță (E_{csp}) rezultă de fapt numai din eroarea cumulată a șurubului conducător (E_{csc}), deoarece acesta are mult mai multe spire decât piulița, iar spirele piuliței sînt în permanență în contact cu șurubul. Deoarece și această eroare se transmite direct și complet asupra piesei prelucrate, la mașinile de filetat foarte precise, se folosesc dispozitive speciale pentru corectarea erorilor filetului șurubului conducător.

Eroarea de deplasare introdusă de mecanismul șurub-conducător-piuliță, se compune din eroarea preluată de la angrenaje (E_{s1}) și din eroarea cinematică (E_{cns}). În realitate eroarea cinematică nu se transmite asupra piesei ca sumă a erorii ciclice și a erorii cumulate, deoarece aceste erori au frecvențe diferite. Frecvența erorii ciclice (E_{lsp}) în calcule se ia egală cu turația șurubului conducător, raportată la o rotație a piesei de prelucrat. În timp ce eroarea cumulată (E_{csp}) nu are o frecvență definită deoarece periodicitatea ei nu se poate raporta la rotația piesei de prelucrat.

Eroarea de pas (E_p), măsurată în oricare plan ce trece prin axa piesei de prelucrat, rezultă din însumarea mixtă a erorilor parțiale analizate mai sus, folosind relația :

$$E_p = E_{csp} + \sqrt{(E_{s1})^2 + (E_{clsp})^2}$$

După cum se constată, ponderea maximă asupra erorii cinematice a lanțului de filetat o are imprecizia filetului șurubului conducător și imprecizia de montare a acestuia. Din acest motiv, se impune ca, pe lângă prelucrarea cu precizie ridicată a filetului, să se acorde atenție cuvenită adoptării soluției optime pentru ghidarea radială și axială a șurubului conducător și a piuliței.

În figura 1 sînt prezentate trei soluții constructive pentru ghidarea axială a șurubului conducător. La poziția a, șurubul conducător 1 fixat cu știft conic de arborele 2, este ghidat axial prin intermediul rulmenților axiali 3 și 4 care se sprijină pe suprafețele frontale ale carcsei. Realizarea paralelismului perfect dintre aceste suprafețe și a perpendicularității acestora pe axa de rotație este puțin posibilă, pentru care motiv nu se recomandă la mașini precise de filetat.

Dificultăți asemănătoare apar și la prelucrarea bușei 3, din poziția c (figura 1), unde cele două suprafețe frontale, de sprijinire a rulmenților axiali, se prelucrează greoi cu precizie ridicată.

Soluția optimă se prezintă în poziția b (figura 1), unde bușă 3 fixată pe un dorn perfect concentric, poate fi prelucrată foarte precis.

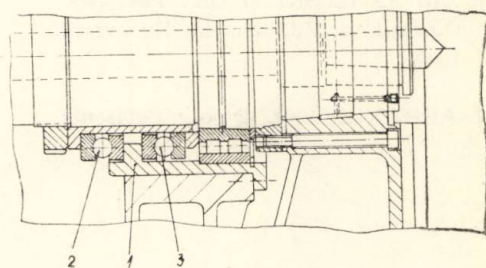
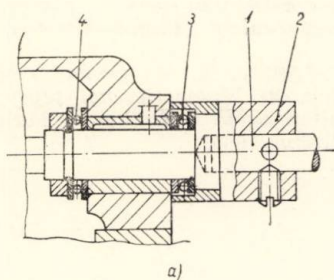


Fig. 2a.

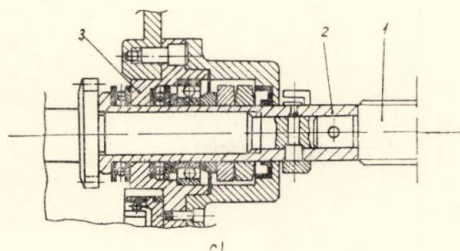
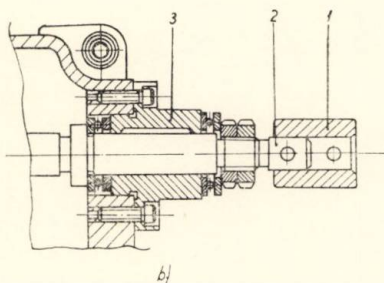


Fig. 1.

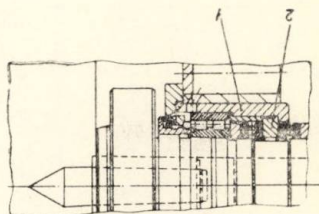


Fig. 2b.

Asemănător cu influența erorilor șurubului conducător asupra piesei prelucrate, se prezintă bătaia axială a arborelui principal, deoarece se transmite direct asupra piesei ca eroare de pas, sau eroare ciclică.

În figura 2a, ghidarea axială a arborelui principal se face pe suprafețele frontale ale gulerului interior al bucsei 1, pe care se sprijină rulmenții axiali 2 și 3. Cele două suprafețe frontale nu se pot prelucra dintr-o singură prindere, pentru care motiv ghidarea axială a arborelui principal nu este perfectă.

Acest dezavantaj este eliminat la soluția constructivă din figura 2b. Aici, cele două suprafețe frontale sînt realizate pe un inel independent 2, așezat în bucșa 1. Precizia de ghidare fiind foarte ridicată, soluția poate fi utilizată la mașini-unelte de filetare.

Bibliografie

[2]. ARHANGELSKI și col.: *Povişenie*
Cinematica, Ed. tehnică, București,
1969.

kinematiceskoj tocinosti zubofrezer-
nich stankov. Maşghiz-Moskva 1954.

[2]. ARHANGELSKI, și col.: *Povişenie*

[3]. LEVASOV, A. V.: *Osnovi rasciota*
tocinosti kinematiceskoj ţepej me-
tallorejuşcih stankov. Maşghiz-
Moskva 1966.

CALCULUL UNGHIULUI DINTRE RAZELE VECTOARE ȘI A TOLERANȚEI ACESTORA PENTRU OBTINEREA UNOR ACCELERĂȚII PERTURBATOARE MICI PROVOCATE DE ERORILE DE EXECUȚIE A PROFILULUI CAMEI

GHEORGHE BONCOI

Autorul își propune să determine mărimea unghiului dintre razele vectoare a două puncte de reper vecine de pe profilul teoretic al camei și mărimea toleranței razelor vectoare respective, necesare la proiectarea camelor pentru mașini-unelte. Determinarea expresiilor acestora se face impunând ca accelerațiile perturbatoare provocate de erorile de formă ale profilului real să nu depășească valori inițial date, prin aceasta urmărindu-se îmbunătățirea caracteristicilor cinematice și dinamice ale mecanismelor cu came pentru mașini-unelte.

Der Autor verfolgt die Bestimmung der Winkelgrösse zwischen den Vektorradien zweier benachbarten Richtpunkten des theoretischen Nockenprofils und die Grösse der Toleranz dieser Vektorradien für die Auslegung der Nocken der Werkzeugmaschinen. Bei der Bestimmung der notwendigen Berechnungsausdrücke wird davon ausgegangen dass die durch die Formfehler des Istprofils verursachten Störungsverzögerungen die vorgegebenen Werte nicht überschreiten um dadurch eine Verbesserung der kinematischen und dynamischen Charakteristiken der Nockengetriebe der Werkzeugmaschinen zu erzielen.

1. Influența unor factori tehnologici asupra erorilor de formă ale profilului camei

În construcția de mașini-unelte și în special în construcția de strunguri automate, camele schimbabile se finisează, de obicei manual după șablon. Cotarea acestora în desenul de execuție, figura 1, constă în indicarea razei vectoare inițială ($R_{\min}$) și a celei finală ($R_{\max}$) uneori tolerate până la $\delta_0 = \pm 0,5$ mm în funcție de precizia impusă organului de lucru al mașinii și a unghiului total dintre acestea (β) netolerat. Alegerea numărului de raze vectoare intermediare, a unghiului dintre ele precum și a toleranței acestora nu este tratată în literatura de specialitate. Indicațiile generale date în [5] nu sînt suficient de utile pentru proiectare.

La execuția în atelier a camei se urmărește în primul rînd continuitatea macrogeometrică a curbei profilului camei, precizia razelor vectoriale inițială și finală a profilului și unghiul dintre acestea. De obicei la execuție și control nu se urmărește precizia legii de profilare a camei. Toleranțele mari de execuție, lipsa unui număr suficient de raze vectoriale intermediare, precum și a unghiului dintre acestea, tolerate riguros, execuția manuală după șablonul din atelier, sînt o parte dintre cauzele care conduc la modificarea legii de profilare teoretică dorită, datorită erorilor

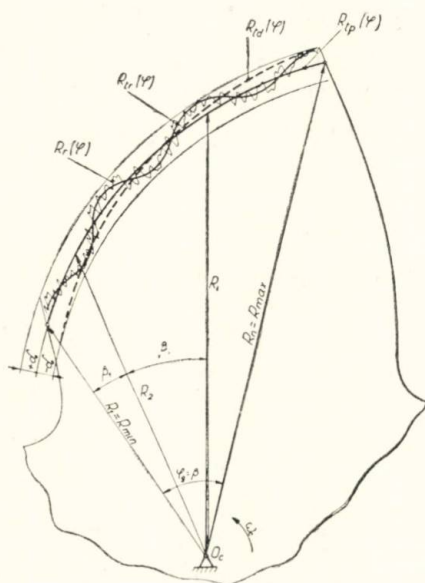


Fig. 1.

dimensionale și de formă ale profilului real al camei rezultat în urma execuției. Toleranțele mari la razele vectoriale permit, figura 1, ca legea teoretică precisă de profilare $R_{tp}(\varphi)$ să fie aproximativă [4] printr-o lege teoretică deformată $R_{td}(\varphi)$. Imprecizia metodelor tehnologice de execuție și a mijloacelor tehnice actuale de prelucrare a camelor [2] fac ca suprafața profilului real al camei să rezulte cu o microgeometrie variabilă $R_r(\varphi)$ pe o macrogeometrie ondulatorie $R_{tr}(\varphi)$ care se apropie de o sinusoidă [1] aproximativ constantă pentru o mașină-unealtă și o tehnologie dată, figura 1. Forma sinusoidală a suprafeței profilului camei rezultă din tendința, la execuție, de-a realiza continuitatea curbei de profilare a camei. În acest caz, figura 1, tachelul va primi o mișcare compusă din mișcarea de lucru dată de curba $R_{tr}(\varphi)$ care aproximează legea

$$R(\varphi) = R_{td}(\varphi) + R_{tr}(\varphi) + R_r(\varphi) \quad (1)$$

Datorită cauzelor mai sus analizate toți parametrii mișcării tachelului și deci ai organului de lucru al mașinii, acționat de aceasta $S(t)$, $V(t)$, $a(t)$ vor diferi de cei cauzati de către legea de profilare teoretică precisă a camei $R_{tp}(\varphi)$. Ori este cunoscut că instabilitatea mișcărilor de avans și de gol pe strunguri automate au o puternică influență negativă asupra preciziei prelucrării, calității suprafeței prelucrată, productivității automatului siguranței în funcționare a acestuia și durabilității mecanismelor componente.

În lucrările sale [1], [2], [3], J. Müller a demonstrat influența microgeometriei și macrogeometriei suprafeței profilului camei disc asupra

dinamicii mecanismelor cu camă, utilizate în construcția mașinilor textile, agricole, poligrafice etc. Întrucât camele utilizate în construcția de mașini-unelte prezintă particularități deosebite în raport cu camele utilizate în oricare alt domeniu, rezultă necesitatea dezvoltării studiilor mai sus amintite pentru mașini-unelte.

Prin lucrarea de față ne propunem să determinăm mărimea unghiului dintre razele vectoare intermediare și mărimea toleranței la razele vectoare, necesare la proiectarea camelor pentru mașini-unelte.

Se consideră ca pe profilul unui sector al camei, ca în figura 1, se formează n unde sinusoidale complete. Se izolează erorile de formă de profil teoretic al camei prin suprapunerea unui profil macrogeometric peste un cerc de rază R , astfel ca din condiția continuității profilului real să rezulte :

$$\frac{2\pi R}{p} \varnothing = 2\pi \quad (2)$$

Aceasta arată că în lungimea $2\pi R$ a cercului de rază R se formează numărul întreg $n = \frac{2\pi R}{p}$ de unde sinusoidale de pas p și deci un număr întreg de unghiuri $\varnothing$, număr egal cu cel al erorilor macrogeometrice de pe profilul sectorului considerat al camei. Pentru o metodă tehnologică de prelucrare și o mașină unealtă date se consideră că $p = ct$. Diferitele lungimi a profilelor de came, diferitele metode tehnologice de prelucrare și diferitele mașini-unelte pe care se prelucrează cama impun variația mărimilor lui p și $\varnothing$, și deci a lui n .

2. Determinarea expresiei vitezelor și accelerațiilor perturbatoare

După cum a fost arătat mai sus, cotarea incorectă în desenul de execuție, execuția defectuoasă în atelier și imprecizia mijloacelor tehnice actuale de prelucrare a profilului camei, conduc la o suprafață reală a profilului camei cu o micro și macrogeometrie proprie, provocate de erorile de formă ale profilului real în raport cu profilul teoretic al camei. Datorită cauzelor mai sus analizate, profilul macrogeometric ondulatoriu real al camei se apropie de o sinusoidă și ca urmare eroarea de formă macrogeometrică a profilului real va fi aproximată printr-o sinusoidă.

Să considerăm un sector curbiliniu din profilul real al camei, ca în figura 2, care acționează asupra unui tachtet articulat.

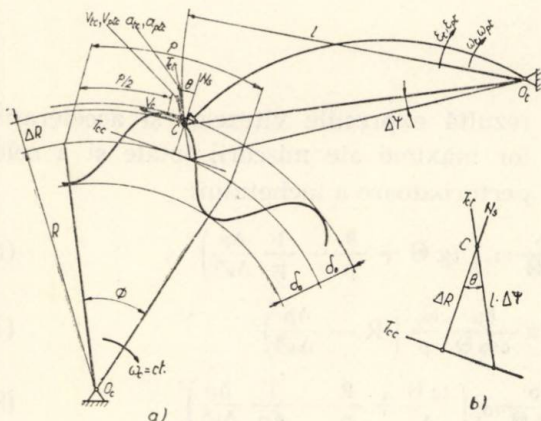


Fig. 2.

Asimilînd eroarea de formă macrogeometrică a razei vectoriale ca o sinusoidă, rezultă expresia acesteia :

$$\Delta R = \delta_0 \cdot \sin \left(2\pi \frac{R\varnothing}{p} \right) \quad (3)$$

Eroarea unghiulară a poziției unghiulare a tachelului articulat, provocată de eroarea de formă macrogeometrică a profilului va fi figura 2 :

$$\Delta \psi = \frac{\Delta R}{l \cdot \cos \Theta} \quad (4)$$

Substituind pe (3) în (4) rezultă :

$$\Delta \psi = \frac{\delta_0}{l \cos \Theta} \sin \left(2\pi \frac{R\varnothing}{p} \right) \quad (5)$$

Efectuînd derivata I și a II-a în raport cu timpul a expresiei (5), izolînd mișcarea perturbatoare a tachelului de mișcare imprimată acestuia de către profilul teoretic al camei (se consideră cercul cu $R = \frac{p}{\varnothing} = ct$), avînd în vedere că din figura 2 — $\varnothing = \frac{p}{R}$, faptul că maximele funcțiilor apar pentru ωt la $\varnothing = 0$ iar pentru ε_t la $\frac{\varnothing}{4}$ — figura 3 ; deoarece $V_{tr} = V_c \cdot \tan \Theta$, iar sensul fizic al derivatelor parțiale fiind :

$$\begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial t} &= V_{tr}, \quad \frac{\partial \varnothing}{\partial t} = \omega_c = ct, \quad R \frac{\partial \varnothing}{\partial t} = V_c, \quad \frac{\partial^2 \varnothing}{\partial t^2} = \varepsilon_c = 0, \\ \frac{\partial^2 R}{\partial t^2} &= a_{tr}, \quad \frac{\partial p}{\partial t} = \omega \cdot \frac{\partial p}{\partial \varnothing} \approx \omega_c \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \text{ și cum } V_{tc} = l \cdot \omega, \quad a_{tc} = l \cdot \varepsilon_t \end{aligned}$$

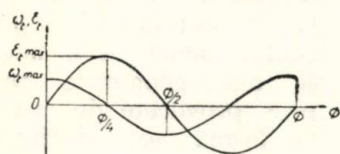


Fig. 3.

rezultă expresiile vitezelor și accelerațiilor maxime ale mișcării totale și a celei perturbatoare a tachelului:

$$V_{tcmax} = 2\pi \frac{\delta_0}{\cos \Theta} \omega_c \left(\tan \Theta + \frac{R}{p} - \frac{1}{p} \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right) \quad (6)$$

$$V_{ptcmax} = 2\pi \frac{\delta_0}{\cos \Theta} \frac{\omega_c}{p} \left(R - \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right) \quad (7)$$

$$a_{tcmax} = -4\pi^2 \frac{\delta_0}{\cos \Theta} \omega_c^2 \left(\frac{\tan \Theta}{4} + \frac{R}{p} - \frac{1}{4p} \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right)^2 \quad (8)$$

$$a_{ptcmax} = -4\pi^2 \frac{\delta_0}{\cos \Theta} \left(\frac{\omega_c}{p} \right)^2 \left(R - \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right)^2 \quad (9)$$

3. Determinarea expresiei toleranței la profilul camei și cea a razei vectoare curentă

Profilul teoretic continuu al camei rezultă prin unirea printr-o curbă continuă a diferitelor puncte $C(R, \varphi)$ care definesc profilul camei, de obicei echidistante între ele. Aceste puncte $C(R, \varphi)$ echidistante între ele, care definesc mărimea și poziția razei vectoare determinată, vor fi numite puncte de reper ale profilului camei.

Abaterile profilului real de la profilul teoretic al camei vor fi cu atât mai mari cu cât precizia de execuție a punctelor de reper va fi mai mică și cu cât pasul dintre punctele de reper va fi mai mare. Ca urmare eroarea totală de formă a profilului real al camei va fi provocată de următoarele cauze: a) pentru o precizie de execuție absolută a punctelor de reper, de către erorile de execuție a punctelor intermediare ale profilului, b) de către erorile de execuție a însăși punctelor de reper. Erorile de execuție a punctelor de reper sînt cauzate de mărimea toleranței razei vectoare corespunzătoare, iar erorile de execuție a punctelor intermediare sînt cauzate de către mărimea unghiului dintre razele vectoare definite de către punctele de reper.

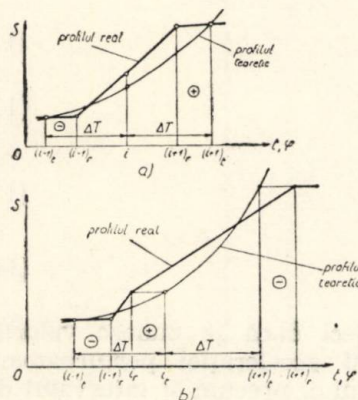


Fig. 4

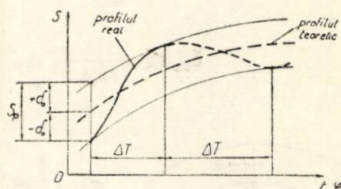


Fig. 5

Abaterea maximă a vitezei tachelului (figura 4a), în punctul de reper considerat i se va produce în acel caz în care abaterile coordonatelor a două puncte de reper succesive ale profilului camei va avea semne diferite, adică atunci cînd acestea sînt dispuse în părți opuse în raport cu profilul teoretic al camei. Abaterea maximă a accelerației tachelului în punctul de reper considerat i se va produce în acel caz în care la trecerea de la un punct de reper la următorul al profilului real, abaterea coordonatelor acestora își va schimba semnul (figura 4b). Ca urmare, deplasarea rezultantă a tachelului poate fi considerată ca suma a două deplasări: deplasarea după profilul teoretic al camei și deplasarea suplimentară perturbatoare provocată de profilul macrogeometric real al camei

care prezintă erori de formă. Se impune ca deplasarea suplimentară perturbatoare să nu depășească toleranța de execuție a profilului camei, figura 5.

$$S_p \leq 2\delta_0 \quad (10)$$

Considerînd că legile de variație a erorilor de formă macrogeometrice ale profilului real al camei care pot apare la execuție, cu aceeași probabilitate, sînt legile $a = ct$, $\sin$ și $\cos$ cu diagrama $V(t)$ simetrică, rezultă că expresiile vitezei și accelerației perturbatoare vor fi :

$$V_{pt} = (1,57 \dots 2) \frac{S_p}{\Delta T}$$

$$A_{pt} = (4 \dots 6,28) \frac{S_p}{(\Delta T)^2}$$

Pentru calculul de proiectare pot fi adoptate expresiile :

$$V_{pt} = 2 \frac{S_p}{\Delta T}$$

$$A_{pt} = 6,3 \frac{S_p}{(\Delta T)^2}$$

Substituind expresia (10) în ultimele două expresii, rezultă :

$$V_{pt} = 4 \frac{\delta_0}{\Delta T} \quad (11)$$

$$A_{pt} = 12,6 \frac{\delta_0}{(\Delta T)^2} \quad (12)$$

de unde :

$$\delta_{ov} \leq \frac{1}{4} |V_{pt}| \cdot (\Delta T) \quad (13)$$

$$\delta_{oa} \leq \frac{1}{12,6} |A_{pt}| \cdot (\Delta T)^2 \quad (14)$$

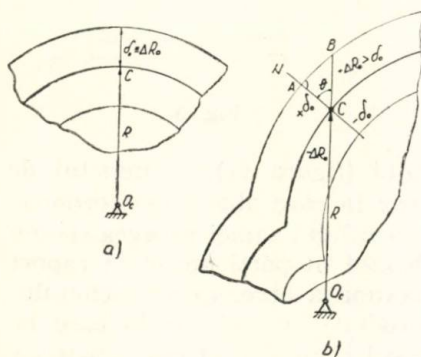


Fig. 6

Deci dacă se cunosc valorile vitezei și accelerației perturbatoare a tachetului, precum și intervalul de timp în care este utilizată complet toleranța la profilul camei, atunci cu ajutorul relațiilor (13), (14), se pot calcula toleranțele la profilul camei. Dintre cele două toleranțe date de expresiile (13), (14) se alege cea mai mică. Conform cu [6] se consideră că $a_{pt} \leq (0,2 \dots 0,5) a_{tmax}$

Se consideră că un sector circular și altul curbiliniu din profilul camei, figura 6.

În cazul camelor cu dimensiuni (raze vectoare) suficient de mari, cum sînt camele utilizate la mașini-unelte, $\triangle ABC$ poate fi considerat dreptunghic în A (figura 6b), în care va exista relația:

$$\delta_0 = \Delta R_0 \cdot \cos \Theta \quad (15)$$

La $\Theta = 0$ rezultă că $\delta_0 = (\Delta R_0)_{\min}$. Ca urmare totdeauna :

$$\Delta R_0 \geq \delta_0.$$

Substituind relația (15) în expresiile (7) și (9) iar pe acestea în expresiile (11), (12) și rezolvându-le în raport cu ΔR_0 rezultă :

$$\Delta R_{ov} \leq \frac{2}{\pi} \delta_0 \frac{P}{\omega_c \left(R - \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right) \cdot (\Delta T)} \quad (16)$$

$$\Delta R_{oa} \leq \frac{1}{\pi} \delta_0 \left[\frac{P}{\omega_c \left(R - \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{\Delta \varnothing} \right) (\Delta T)} \right]^2 \quad (17)$$

Deci dacă se cunosc sau se aleg din tabele existente în literatură abaterile profilului real al camei δ_0 în raport cu profilul teoretic, cu ajutorul formulelor (16) și (17) se calculează abaterile razei vectoare curente a profilului real din condițiile :

$$V_{pt} \leq V_{ptmax}, a_{pt} \leq a_{ptmax}$$

Dintre cele două valori ale lui ΔR_0 calculate cu formulele de mai sus se alege cea mai mică și de ordinul de mărime al lui δ_0 .

4. Determinarea expresiei unghiului dintre razele vectoare a două puncte de reper succesive.

Să considerăm o porțiune din diagrama $S(t)$ sau $S(\varphi)$ a unei came disc profilată cu o lege oarecare, figura 7.

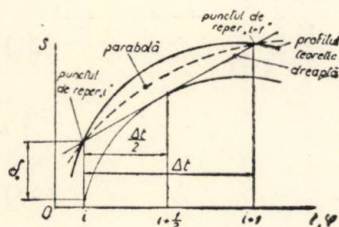


Fig. 7

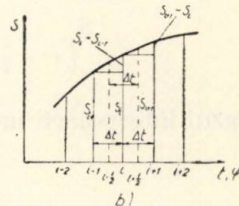
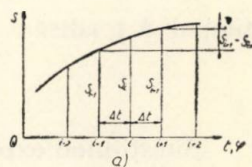


Fig. 8

Abaterea maximă a deplasării δ_0 poate fi determinată aproximativ ca diferența mărimilor deplasărilor S ale tachetului, calculate cu formula de interpolare precisă și cu formula aproximativă de interpolare, corespunzător.

punzătoare metodei de interpolare adoptată, pentru momentul corespunzător intervalului $i + \frac{1}{2}$ — figura 7.

Rezultă că :

$$\delta_0 = S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{prec.}} - S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{aprox.}}$$

La interpolare parabolică în două puncte de reper ale diagramei, mărimea $S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{parab.}}$ poate fi obținută cu suficientă precizie pentru scopuri practice, prin dezvoltarea în serie Taylor și limitarea seriei la primii trei termeni, adică :

$$S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{parab.}} \approx S_i + \left(\frac{\Delta t}{2} \right) S'_i + \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta t}{2} \right)^2 S''_i + \dots \quad (18)$$

Cum $S'_i = V_i$, iar $S''_i = a_i$, expresiile acestora se vor determina din figura 8 cu formula creșterilor finite.

Viteza în momentul i (figura 8a) poate fi determinată aproximativ cu formula :

$$V_i \approx \frac{S_{i+1} - S_{i-1}}{2 (\Delta t)} \quad (19)$$

Accelerația tachetului momentului i (figura 8b) se determină aproximativ ca raportul diferenței vitezelor în momentele $\left(i + \frac{1}{2} \right)$ și $\left(i - \frac{1}{2} \right)$ la timpul Δt , adică :

$$a_i \approx \frac{S_{i-1} - 2 S_i + S_{i+1}}{(\Delta t)^2} \quad (20)$$

Substituind expresiile (19), (20), în (18) rezultă :

$$S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{parab.}} = \frac{3}{8} S_{i+1} + \frac{3}{4} S_i - \frac{1}{8} S_{i-1} \quad (21)$$

În cazul interpolării liniare, figura 7, rezultă :

$$S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{liniar}} \approx \frac{S_i + S_{i+1}}{2} \quad (22)$$

Abaterea deplasării tachetului la interpolarea liniară va fi mai mare decît la cea parabolică cu :

$$\delta_0 = S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{parab.}} - S \left(i + \frac{1}{2} \right)_{\text{liniar}} \quad (23)$$

Substituind expresiile (21) și (22) în (23) și avînd în vedere expresia (20), rezultă :

$$\delta_0 = \frac{a_i (\Delta t)^2}{8} \quad (24)$$

Expresia intervalului de timp Δt rezultă din expresia (24), adică :

$$\Delta t \leq \sqrt{\frac{8\delta_0}{|a_i|}} \quad (25)$$

$$\text{Cum } \omega_c = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \text{ iar } a_i = a_{pt}, \text{ expresia (25)}$$

devine :

$$\Delta \varphi \leq 6,2 n_c \sqrt{\frac{8\delta_0}{|a_{pt}|}} \quad [\text{grade}] \quad (26)$$

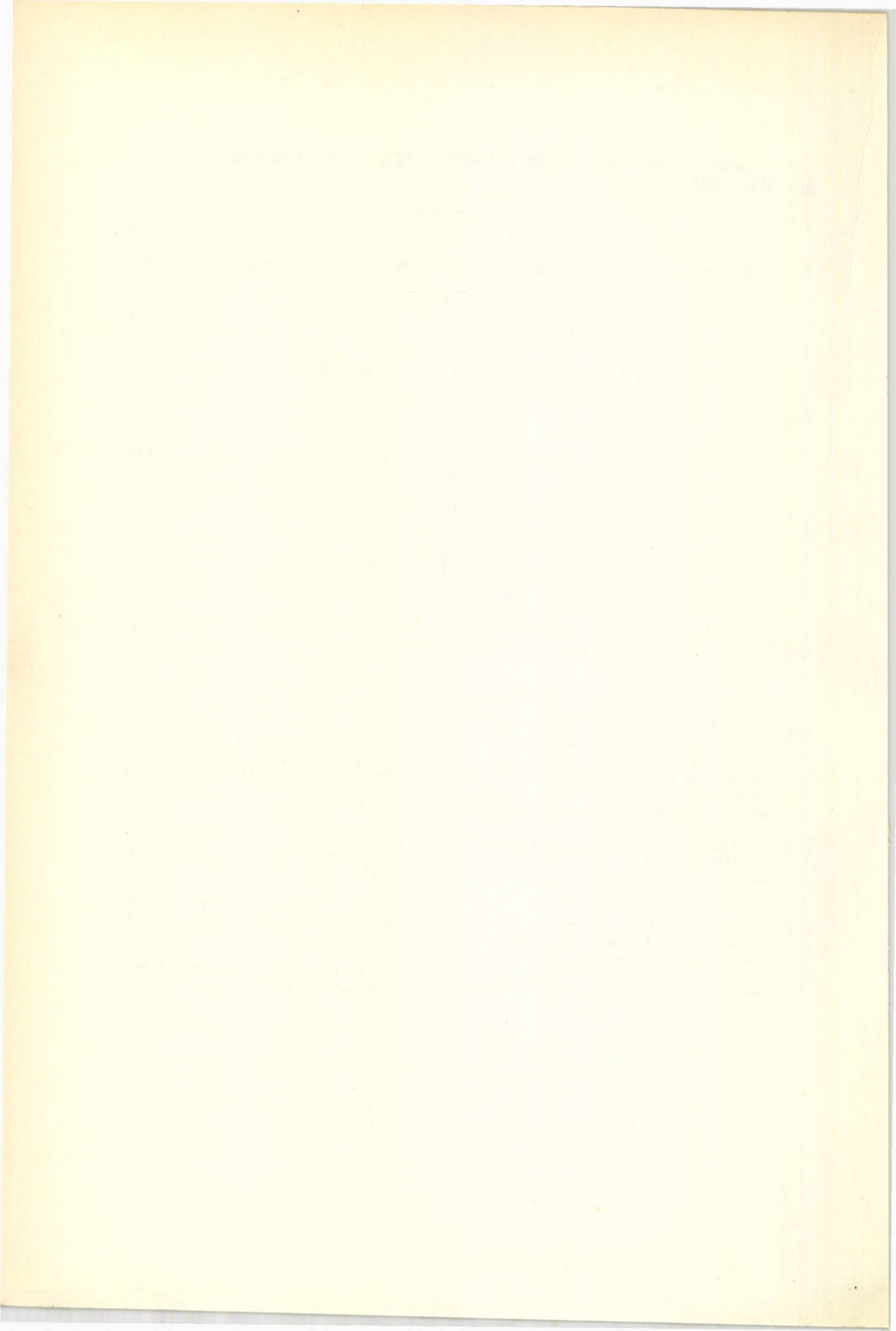
Substituind în (26) expresia (9), rezultă :

$$\Delta \varphi_{\min} \leq 26,5 \frac{p}{R - \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}} \sqrt{\cos \Theta} \quad [\text{grade}] \quad (27)$$

Cu formula (27) se calculează unghiul dintre razele vectoriale a două puncte de reper vecine, din condiția $a_{pt} \leq a_{pt\max}$

Bibliografie

- [1]. MÜLLER, J.: *Untersuchung des Einflusses der nachformenden Fertigung der Kurvenkörper auf das dynamische Verhalten der Kurvengetriebe*. Fertigungstechnik- und Betrieb, 15 (1965) nr. 1, p. 23—26.
- [2]. MÜLLER, J.: *Über den Einfluss der Bearbeitungsverfahren der Kurvenkörpern*. Maschinenbautechnik, 18 (1969) nr. 5, p. 269—274.
- [3]. MÜLLER, J.: *Messtechnischen Ermittlung und Einfluss der Fertigungsungenauigkeiten bei Kurvengetrieben*. Industrie Anzeiger 88, (1966), nr. 40, p. 834—838.
- [4]. NERGE, G.: *Der Stand der Technik auf dem Gebiete der Konstruktion von Kurvenmechanismen, insbesondere für Verarbeitungsmaschinen*. Maschinenbautechnik, 10 (1961), nr. 3, p. 134—141.
- [5]. ORLICOV, M. U.: *Proiectirovanie mehanizmov stancov avtomatov*. Maşghiz, 1962.
- [6]. ROTHBART, H. A.: *Cams*. New York/London, J. Wiley & Sons. Inc. Chapman and Hall Ltd, 1956.
- [7]. SAUMEAN, G. A.: *Avtomati i avtomaticheskie linii*. Moscova, 1962.



MĂRIREA PRECIZIEI DE PRELUCRARE PRIN FOLOSIREA MAȘINILOR UNELTE AUTOREGLABILE

GHEORGHE BOANGIU

Pe baza concluziilor teoretice deduse, se construiește o instalație de reglare automată a vitezei de avans, adaptabilă la mașinile de frezat universale. Rezultatele experimentale obținute, evidențiază faptul că în anumite cazuri, precizia dimensională a pieselor prelucrate de mașini, poate crește până la zece ori în comparație cu prelucrarea prin procedeul clasic de frezare.

During the splinting procedure the precision of dimensions that are obtained in this process is affected by some factors: some of them can't be expected in advance.

The action of those factors swaies (influences) value of the splinting force during the process and that produce a variable elastic deformation to the machine-tool-device-piece-tool sistem. In consequence of this variable elastic deformation of the machine tool-device-piece-tool sistem the dimensional preci-

sion of the processed surface won't have a constant aspect.

The decrease of negative action of those factors-that swaies the process precision-can be acheved using machine-tools selfregulation device, that secure during oll splinting process a force as constant as passible.

For experimental verification of this conclusion were processed two identical piece lots (identical as form, dimensions and material quality). The first lot was processed using the classic milling method, and the second lot was chipped on a milling machine equiped with self-regulation device for advance speed and cutting speed.

On the basis of experimental rezults obtained, it has been ascertained that in case that is used self-regulation machine-tools the dimensional precision of processed pieces was approximately ten times better comparatively with the precision obtained to the classic milling process of the same pieces.

În stadiul actual de dezvoltare a tehnicii, problema modernizării și automatizării mașinilor-unelte, în vederea obținerii unor produse cu o precizie ridicată și la un preț de cost scăzut, ocupă un loc din ce în ce mai important.

Pentru realizarea acestor cerințe este necesar ca procesul de lucru să se desfășoare în așa fel, încât în timpul prelucrării să se obțină o productivitate ridicată și o economie considerabilă de scule, în condițiile asigurării preciziei impuse.

La prelucrarea pe mașini-unelte universale, muncitorul comandă desfășurarea procesului tehnologic, folosind în general, mijloace universale de măsurare, cu ajutorul cărora stabilește dimensiunile piesei prelucrate. Prin această măsurare muncitorul poate recurge la corecțiile necesare în reglarea lanțurilor cinematice și dimensionale ale sistemului tehnologic, numai pentru prelucrarea piesei respective sau a pieselor următoare.

Introducerea controlului activ la o serie de mașini-unelte rezolvă numai parțial problema comenzii automate a procesului tehnologic, deoarece stabilirea dimensiunii piesei e realizată tot de către muncitor. Pe de altă parte, prin controlul activ se poate elimina numai acțiunea unor factori perturbatori accidentali și sistematici, cum sînt de exemplu : uzura sculei așchietoare, sau dereglarea lanțurilor cinematice ale mașinii-unelte respective.

În timpul desfășurării procesului tehnologic în afara factorilor enumerați, mai acționează încă o serie de factori a căror apariție și valoare nu poate fi prevăzută anticipat, cum sînt de exemplu : variația durității materialului prelucrat, variația adaosului de prelucrare, variația temperaturii piesei prelucrate și a sculei în timpul prelucrării etc. Acești factori în unele cazuri au o influență considerabilă asupra apariției erorilor de prelucrare cit și asupra prețului de cost al prelucrării.

Eliminarea influenței negative a acestora asupra desfășurării procesului tehnologic, se poate face numai prin includerea în lanțurile cinematice ale mașinii, a unor sisteme de sesizare și înlăturare automată a tuturor perturbațiilor apărute față de condițiile inițiale, stabilite la reglarea mașinii.

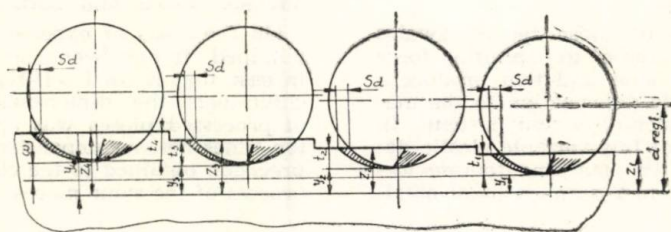


Fig. 1.

Considerînd prelucrarea prin frezare a unei piese la care mărimea adaosului de prelucrare (z), respectiv adâncimea de așchiere (t), nu este constantă de-a lungul suprafeței de prelucrat (figura 1), se constată că în urma prelucrării, dimensiunea rezultată nu va avea aceeași valoare pe toată lungimea piesei. Această variație a dimensiunii rezultate, este cauzată de variația adaosului de prelucrare, care la rîndul său acționează asupra valorii forței de așchiere.

Modificarea valorii forței de aşchiere, cauzată de variația adaosului de prelucrare, va influența mărimea distanței dintre tăişul sculei și suprafața de referință față de care s-a reglat scula, adică se modifică mărimea „y”, care caracterizează abaterea valorii reale față de valoarea necesară a dimensiunii piesei prelucrate.

Pentru obținerea unei precizii dimensionale cât mai constantă pe întreaga lungime de prelucrat, este necesar ca mărimea cimpului de împărștiere a dimensiunilor (ω_1), să fie cât mai mică, ceea ce este posibil numai dacă deformația elastică (y) a sistemului tehnologic, se menține la o valoare aproximativ constantă în tot timpul prelucrării.

Mărimea deformației elastice (y) a sistemului tehnologic, din [1], se poate determina cu relația :

$$y = \frac{F_N}{j} [\text{mm}] \quad (1)$$

în care :

F_N este forța de aşchiere normală la suprafața de prelucrat, în kgf ;
j — rigiditatea sistemului tehnologic, în kgf/mm.

Din relația (1) rezultă că menținerea constantă a deformației elastice (y), poate fi realizată pe două căi, și anume :

a) Prin menținerea constantă a forței F_N , considerînd că rigiditatea sistemului tehnologic este aproximativ constantă în direcția deplasării piesei, sau ;

b) Prin variația forței F_N , după o lege inversă legii de variație a rigidității sistemului tehnologic.

În ambele cazuri este necesar ca mașina-unealtă să fie înzestrată cu anumite aparate, care să măsoare continuu valoarea forței F_N , și să introducă automat corecțiile necesare în lanțurile cinematice respective.

Deoarece modificarea directă a forței F_N nu este posibilă, rezultă că trebuie acționat asupra altor factori din componența acesteia, în așa fel încît pe tot parcursul prelucrării valoarea ei să rămînă aproximativ constantă, indiferent de perturbațiile momentane care pot apărea.

Mărimea forței medii la frezare din [2], este dată de relația :

$$F_{med} = C_F \cdot B \cdot S_d^{XF} \cdot t^{YF} \cdot D^{-qF} \cdot Z \quad (2)$$

$$\text{iar :} \quad F_N = F_{med} \cdot (\sin \varphi - \lambda \cos \varphi)$$

în care :

φ — este unghiul de contact dintre sculă și piesă (figura 2) ;

λ — raportul dintre forța radială și tangențială ;

B — lățimea efectivă de aşchiere ;

S_d — avansul pe dinte ;

t — adîncimea de aşchiere ;

D — diametrul sculei ;

Z — numărul de dinți ai sculei.

Respectarea acestei condiții ($f = t \cdot S_d = \text{const.}$) conduce la înălțurarea variației forței de așchiere și deci la obținerea unei precizii dimensionale aproximativ constante pe toată lungimea suprafeței prelucrate, chiar și în condițiile apariției în timpul prelucrării a unor factori perturbatori neprevăzuți.

Fig. 3.

În acest sens, blocul de amplificare I, care primește semnalul de intrare de la traductorul T, este prevăzut cu o reacție pozitivă R, astfel că la ieșirea lui se obține o funcție proporțională cu mărimea de intrare și derivată sa $[S_m = f(t), \text{ pentru } F_t = \text{constant}]$. Semnalele electrice date de acest bloc de amplificare, sînt aduse la valoarea necesară utilizării, cu ajutorul blocului de amplificare și redresare II.

394

mărimii de comandă, se modifică curentul în cea de-a doua bobină de comandă (IC_2) a amplidinei, pînă ce turația motorului de avans (M_2) ajunge la valoarea corespunzătoare vitezei de avans, stabilită pentru obținerea unei anumite forțe de așchiere. Proporțional cu turația motorului de avans, generatorul TG_2 montat pe axul acestuia, va debita un curent, care reglat cu ajutorul blocului V, alimentează înfășurarea de excitație Ex_2 a motorului principal (M_1). Cealaltă bobină de excitație (Ex_1) a motorului principal este alimentată cu curent de la o sursă separată. Prin însumarea algebrică a fluxurilor magnetice produse de cele două bobine de excitație (Ex_1 și Ex_2), se reglează turația motorului principal și deci și viteza de rotație a sculei.

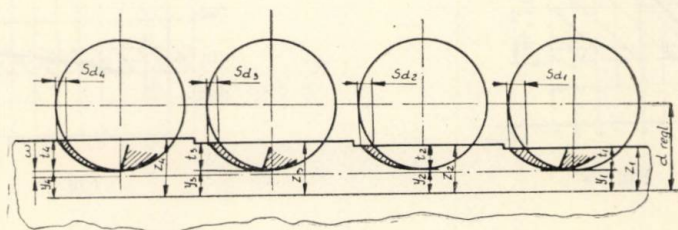


Fig. 4

La o variație a forței de așchiere, de exemplu în sensul creșterii acesteia peste valoarea reglată, în înfășurarea de comandă IC_1 a amplidinei va ajunge un curent mai mare. Deoarece sensul curentului în această înfășurare este contrar celui din înfășurarea IC_2 , tensiunea debitată de amplidină se va micșora. Micșorarea acestei tensiuni, duce la scăderea turației motorului de avans (micșorarea vitezei de avans), pînă cînd forța de așchiere ajunge la valoarea inițială (valoarea reglată). În momentul cînd forța a ajuns din nou la valoarea reglată, blocul de reglare IV acționează asupra curentului din înfășurarea IC_2 a amplidinei, aducîndu-l la valoarea corespunzătoare realizării noii turații motorului de avans, asigurînd în felul acesta tot timpul o forță de așchiere constantă.

Odată cu scăderea turației motorului de avans (M_2), scade și tensiunea debitată de generatorul TG_2 . Aceasta face ca la înfășurarea de excitație Ex_2 , să ajungă o tensiune mai mică. În funcție de modul de însumare a fluxurilor magnetice date de cele două înfășurări, turația motorului principal (M_1) poate să scadă sau să crească după o lege stabilită de blocul V, asigurînd în acest fel o durabilitate constantă sculei.

Pe mașina dotată cu această instalație de reglare, s-au prelucrat două grupe de cîte zece piese identice, avînd forma arătată în figura 4, unde $z_1 = 3$ mm, $z_2 = 5$ mm, $z_3 = 7$ mm, $z_4 = 10$ mm. Prima grupă de piese s-a prelucrat fără a folosi instalația de reglare automată a vitezei de avans, iar cea de-a doua cu folosirea acesteia.

La prelucrarea primei grupe de piese, prin procedeul obișnuit de frezare, avansul pe dinte (S_d) a fost constant avînd valoarea, $S_d = 0,2$ mm/dinte, pentru întreaga lungime a suprafeței prelucrate. În acest caz

cîmpul de împrăștiere (ω_1) a dimensiunilor rezultate în urma prelucrării, a avut valoarea de 0,85 mm (figura 5).

La prelucrarea pieselor din grupa a doua, folosind instalația de reglare automată a vitezei de avans, cîmpul de împrăștiere (ω_2) a dimensiunilor rezultate în urma prelucrării, a fost egal cu 0,08 mm (figura 6).

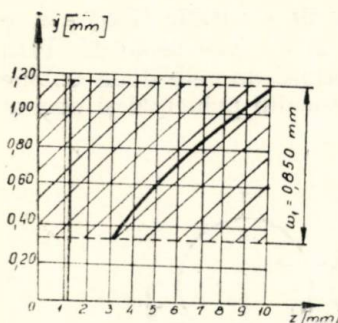


Fig. 5

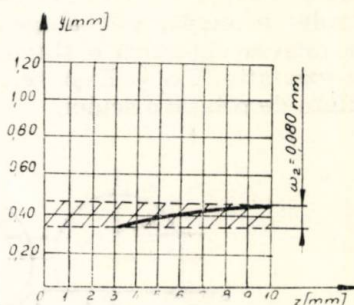


Fig. 6

Se observă că în cazul prelucrării cu forță constantă (folosind instalația de reglare automată a vitezei de avans), cîmpul de împrăștiere a dimensiunilor are o valoare de aproximativ zece ori mai mică comparativ cu prelucrarea clasică (cu avans constant). De aici concluzia că prin folosirea mașinilor-unelte autoreglabile, precizia dimensională a pieselor prelucrate poate fi mărită în mod corespunzător.

Concluzii

1. Experiențele efectuate au arătat că folosirea reglării automate sau semiautomate a procesului de așchiere, contribuie la îmbunătățirea preciziei dimensionale a pieselor prelucrate.
2. Introducerea sistemelor autoreglabile creează posibilitatea prelucrării pe aceeași mașină a unui sortiment mai variat de materiale, cu proprietăți fizico-mecanice diferite, nefiind necesară calcularea parametrilor regimului de așchiere de fiecare dată.
3. Prin folosirea mașinilor-unelte autoreglabile, se obține o productivitate ridicată și un preț de cost scăzut, ca urmare a folosirii integrale a capacității mașinilor și sculei, precum și datorită posibilităților de deservire simultană a mai multor mașini, de către un singur muncitor.
4. Folosirea mașinilor-unelte autoreglabile aduce avantaje importante la prelucrările de degroșare, și în special la prelucrarea suprafețelor profilate prin frezare, unde forța de așchiere are variații importante în timpul prelucrării, din cauza modificării lungimii de contact dintre sculă și piesă.

Bibliografie

- [1]. DRAGHICI, GH.: *Tehnologia construcției de mașini*. Ed. didactică, 1961.
- [2]. LAZARESCU, D. I.: *Teoria așchierii și proiectarea sculelor*. Ed. didactică și pedagogică, 1964.
- [3]. BALAKSIN, B. S.: *Necesitatea includerii în mașini-unelte a unor aparate pentru comanda desfășurării procesului tehnologic*. Stanki i Instrument nr. 1/1961.
- [4]. BOANGIU, GH.: *Contribuții la reglarea automată a mașinilor de frezat*. Teză de doctorat, 1970.

INFLUENCE OF STRAIN GAUGE DYNAMOMETER ON THE FREQUENCY-RESPONSE PLOTS OF THE MACHINE TOOL STRUCTURES

SERGIU T. CHIRIACESCU

În lucrare sînt prezentate modelele dinamice generale folosite pentru determinarea caracteristicilor de frecvență ale structurilor mașinilor-unelte așchietoare. Utilizînd teoria funcțiilor de transfer se propune o nouă cale pentru corectarea forței dinamice de excitație măsurată cu ajutorul unui dinamometru elastic. Considerațiile teoretice sînt întregite printr-o aplicație.

In this paper the general dynamic models used to the determination of the frequency — response plots of the machine tool structures are given. Using the transform function theory a new way for calibration of the dynamic exciting force measured by the strain gauge dynamometer is proposed. The theoretical considerations are illustrated with an application.

1. Introduction

To predict of stability of the dynamic system of the machining-processes the construction of the frequency-response plots of the machine tool structures has a great importance. For this, two methods of exciting machine tool structures are used : a relative method and a absolute method. In both cases the sinusoidal exciter force with the help of a strain gauge dynamometer can be measured.

In case of the relative method the dynamometer is applied as in Fig. 1, where we note : 1 — Work-piece system ; 2 — Strain gauge dynamometer ; 3 — Tool system ; 4 — Philips inductive pickup.

If $F(\tau)$ is the exciter force and $q(\tau)$ is the response of the structure on the direction of the normal mode of vibration [1, 3] the transfer function of structure is :

$$G(p) = \frac{Q(p)}{F(p)} \quad (1)$$

where $Q(p)$ and $F(p)$ are the Laplace transforms of $q(\tau)$ and $F(\tau)$ respectively, and $p = \sigma + j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$)

Substituting $p = j\omega$ into equation (1) the harmonic response function is obtained :

$$G(j\omega) = \frac{Q(j\omega)}{F(j\omega)} = R_e(\omega) + jI_m(\omega) = A(\omega) \exp[j\Phi(\omega)] \quad (2)$$

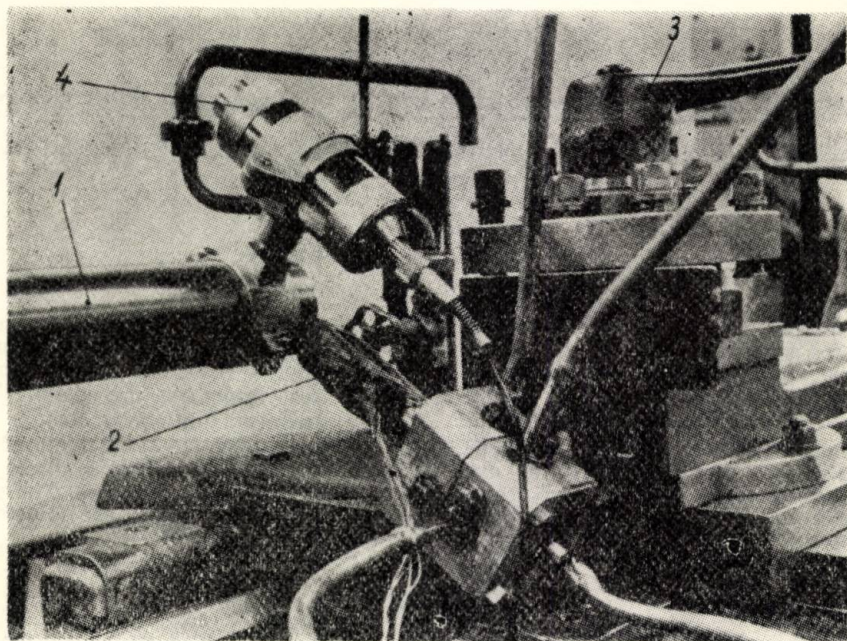


Fig. 1

For drawing the frequency-response plots $R_e(\omega)$, $I_m(\omega)$, $A(\omega)$ and $\Phi(\omega)$ it is necessary to know exactly the signals of the strain gauge dynamometer and of the pickup. The Kegg and Mirski's, papers [2, 4] show that the calibration of the dynamic force measured by the dynamometer is necessary all times. Because the Kegg and Mirski's researches consider only the absolute method of exciting machine tool structures, in this paper the general case is presented. The simple method of calibration of the force measured with the help of the strain gauge dynamometer is also treated.

2. General case

According to Fig. 1 the relative method of exciting machine tool structures by lumped-parameter model shown in Fig. 2 can be described.

By referring to Fig. 2 the differential equations of motion are:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 - \\ &- k_2 (x_1 - x_2) - c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F(\tau) - k_2 (x_2 - x_1) - \\ &- c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_3) - \\ &- c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= -k_2 (x_3 - x_2) - \\ &- c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

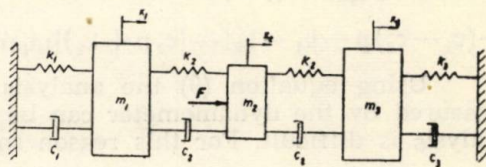


Fig. 2

Using Laplace transform, equation, (3) can be written in matrix form:

$$A \cdot X = B \quad (4)$$

where:

$$\begin{aligned} &\left\| \begin{array}{ccc} m_1 p^2 + (c_1 + c_2)p + k_1 + k_2 & -(c_2 p + k_2) & 0 \\ -(c_2 p + k_2) & m_2 p^2 + 2c_2 p + 2k_2 & -(c_2 p + k_2) \\ 0 & -(c_2 p + k_2) & m_3 p^2 + (c_2 + c_3)p + k_2 + k_3 \end{array} \right\|; \\ &X = \begin{Bmatrix} X_1(p) \\ X_2(p) \\ X_3(p) \end{Bmatrix}; \quad B = \begin{Bmatrix} 0 \\ F(p) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5) \end{aligned}$$

If Δ is the determinant formed with the elements of matrix A , the solution of equation (4) is:

$$X = \frac{F(p)}{\Delta} \begin{Bmatrix} (m_2 p^2 + 2c_2 p + 2k_2)[m_3 p^2 + (c_2 + c_3)p + k_2 + k_3] - (c_2 p + k_2)^2 \\ [m_1 p^2 + (c_1 + c_2)p + k_1 + k_2][m_3 p^2 + (c_2 + c_3)p + k_2 + k_3] \\ [m_1 p^2 + (c_1 + c_2)p + k_1 + k_2](c_2 p + k_2) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

where:

$$\begin{aligned} \Delta &= [m_1 p^2 + (c_1 + c_2)p + k_1 + k_2](m_2 p^2 + 2c_2 p + 2k_2)[m_3 p^2 + (c_2 + \\ &+ c_3)p + k_2 + k_3] - (c_2 p + k_2)^2 [(m_1 + m_2)p^2 + (c_1 + 2c_2 + c_3)p + \\ &+ k_1 + 2k_2 + k_3] \end{aligned} \quad (7)$$

According to Fig. 2 the strain measured by the dynamometer is:

$$x = x_2 - x_1 - x_3 \quad (8)$$

Using Laplace transform of equation (8) and the solution (6) the transfer function of the strain gauge dynamometer may be written

$$G_d(p) = \frac{X(p)}{F(p)} = \frac{1}{\Delta} \{ [m_3 p^2 + (c_2 + c_3)p + k_2 + k_3] [(m_1 - m_2)p^2 + (c_1 - c_2)p + k_1 - k_2] - (c_2 p + k_2)[m_1 p^2 + (c_1 + 2c_2)p + k_1 + 2k_2] \} \quad (9)$$

Using equation (9) the analysis of calibration of dynamic force measured by the dynamometer can be possible. In the general case this analysis is difficult. For this reason some peculiar cases are important.

3. Peculiar cases

If the rigidity of one structure is greater than that of another structure Fig. 2 may be reduced to Fig. 3. For instance this case can appear at the dynamic stability research of slender shafts fixed between the centres of the lathe [1].

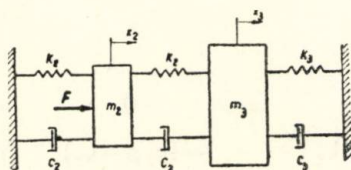


Fig. 3.

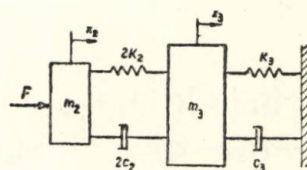


Fig. 4

By referring to Fig. 3 the differential equations of motion are :

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= F(\tau) - k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_2 - k_2 (x_2 - x_3) - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= -k_2 (x_3 - x_2) - c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3 \end{aligned} \quad (10)$$

and the transfer function of strain gauge dynamometer is

$$G_d(p) = \frac{X(p)}{F(p)} = \frac{m_3 p^2 + c_3 p + k_3}{(m_2 p^2 + 2c_2 p + 2k_2) [m_3 p^2 + (c_2 + c_3)p + k_2 + k_3] - (c_2 p + k_2)^2} \quad (11)$$

In the case of the absolute method of exciting machine tool structures the lumped-parameter model has the form shown in Fig. 4, and the differential equations of motion are :

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= F(\tau) - 2k_2 (x_2 - x_3) - 2c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= -2k_2 (x_3 - x_2) - 2c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

According to equations (12) the transfer function of the strain gauge dynamometer is :

$$G_d(p) = \frac{X(p)}{F(p)} = \frac{m_3 p^2 + c_3 p + k_3}{(m_2 p^2 + 2c_2 p + 2k_2) [m_3 p^2 + (2c_2 + c_3)p + 2k_2 + k_3] - 4(c_2 p + k_2)^2} \quad (13)$$

If we consider $c_2 = 0$, $c_3 = 0$ equation (13) has the form presented in the Kegg's paper [2].

The influence of the strain gauge dynamometer on the frequency-response plots of the machine tool structures can be analysed with the help of the Mirski's graphical method [4] or with the help of a digital computer [2].

A simple method for correction of the signal of the strain gauge dynamometer can be obtained with the help of Bode-plots. For this purpose the transfer functions (10) and (11) should be written in the form :

$$G_d(p) = \frac{m_3 p^2 + c_3 p + k_3}{r(p^2 + a p + b)(p^2 + a' p + b')} \quad (14)$$

where a , a' , b , b' , and r are constants which depend of the parameters m_2 , m_3 , c_2 , c_3 , k_2 and k_3 .

Substituting $p = j\omega$ into equation (14) the harmonic response function of the dynamometer is obtained :

$$G_d(j\omega) = \frac{A_3(\omega) \exp[j\Phi_3(\omega)]}{r A_2(\omega) \exp[j\Phi_2(\omega)] A_4 \exp[j\Phi_4(\omega)]} = A_d(\omega) \exp[j\Phi_d(\omega)] \quad (15)$$

The transfer function of machine tool structure is :

$$G(j\omega) = \frac{1}{-m_3 \omega^2 + c_3 j\omega + k_3}$$

In this case the equation (15) yields the correction of the phase-angle of the dynamic signal of the dynamometer :

$$\Delta\Phi = \Phi_2 + \Phi_4 \quad (16)$$

where the phase-angles Φ_2 and Φ_4 are obtained, using Bode-plots.

4. Application

Let us consider an exemple to illustrate the calibration method described in the preceding section.

If consider $c_2^2 \ll c_2 (2c_2 + c_3)$, $k_2^2 \ll k_2 (2k_2 + k_3)$ equation (11) becomes :

$$G_d(j\omega) = \frac{-m_3 \omega^2 + j\omega c_3 + k_3}{(-m_2 \omega^2 + j 2c_2 \omega + 2k_2)[-m_3 \omega^2 + j(c_2 + c_3)\omega + k_2 + k_3]} \quad (17)$$

We note :

$$\begin{aligned} k_i/m_i &= \omega_{ni}^2 ; \mathcal{J}_i = c_i/2\sqrt{k_i m_i} \quad (i=2,3) \\ \omega_{n2} &= \alpha \omega_{n3} ; \mathcal{J}_2 = \beta \mathcal{J}_3 ; k_2 = \gamma k_3 \end{aligned} \quad (18)$$

and the transfer function (17) can be written :

$$G_d(j\omega) = \frac{K \left[-\left(\frac{\omega}{\omega_{n3}}\right)^2 + j2\mathcal{J}_3 \frac{\omega}{\omega_{n3}} + 1 \right]}{\left[-\left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2 + j2\mathcal{J}_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}} + 1 \right] \left[-\left(\frac{\omega}{\omega_{n4}}\right)^2 + j2\mathcal{J}_4 \frac{\omega}{\omega_{n4}} + 1 \right]} \quad (19)$$

where :

$$K = \frac{1}{m_2(1+\gamma)\omega_{n2}^2} ; \quad \omega_{n4} = \frac{\sqrt{1+\gamma}}{\alpha} \omega_{n2} ; \quad \mathcal{J}_4 = \frac{\beta\gamma + \alpha}{\alpha\beta\sqrt{1+\gamma}} \mathcal{J}_2 \quad (20)$$

Equation (19) was used for correction of the relative phase-angle between the harmonic motion of the structure and the exciting force in the case of a slender shaft ($D = 0.056$ m, $L = 1.5$ m) which was fixed

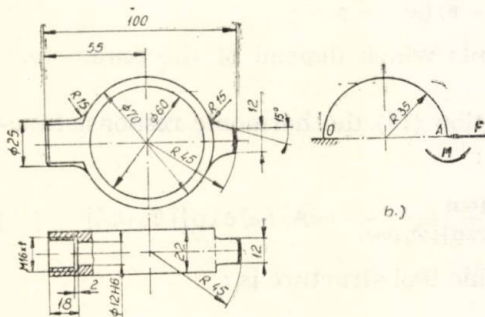


Fig. 5

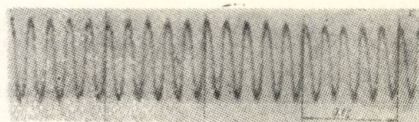


Fig. 6

between the centres of the lathe (model S3) [1]. The strain gauge dynamometer used in this research is shown in Fig. 5a).

By referring to Fig. 5b, the strain of the point A is

$$x_A \approx 0,15 \frac{F R^3}{E I} \approx 0,9 \frac{F R^3}{E b h^2} \quad (21)$$

For $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ N/m, $b = 0.022$ m, $h = 0.005$ m equation (21) gives $k_2 = F/x_A \approx 3 \cdot 10^7$ N/m.

The mass of the dynamometer (together with the shaft of the exciter) was $m_2 = 0.55$ Kg.

With the help of the oscillogram of the free vibration of the middle shaft (Fig. 6) the natural frequency (f_{n3}) and the logarithmic decrement (δ_3) was calculated. In this case $\omega_{n3} = 2\pi f_{n3} \approx 314 \text{ s}^{-1}$, $\mathcal{J}_3 \approx \delta_3/2\pi \approx 0,006$.

Using a hydraulic exciter with a rotary distributor [1] the resonance curve of the structure (the work-piece system) was obtained. From this resonance curve $k_2 \approx 1.5 \cdot 10^6$ N/m.

Substituting the values of the parameters ω_{n2} , ω_{n3} , k_2 , k_3 , m_2 , $\mathcal{J}_3$ into equations (18) and (20) we have $\omega_{n4} \approx 1460 \text{ s}^{-1}$, $\mathcal{J}_4 \approx 0,19 \mathcal{J}_2$. Combining equations (15) and (19).

$$\Phi_i = -\arctan \frac{2\mathcal{J}_i u}{1-u^2} \quad (i=2, 3, 4) \quad (22)$$

where $u = \omega/\omega_{ni}$.

The Bode-plots $\Phi_i = \Phi_i(u)$ for $\mathcal{J}_2 = 0.3$ and $\mathcal{J}_2 = 0.6$ are shown in Fig. 7.

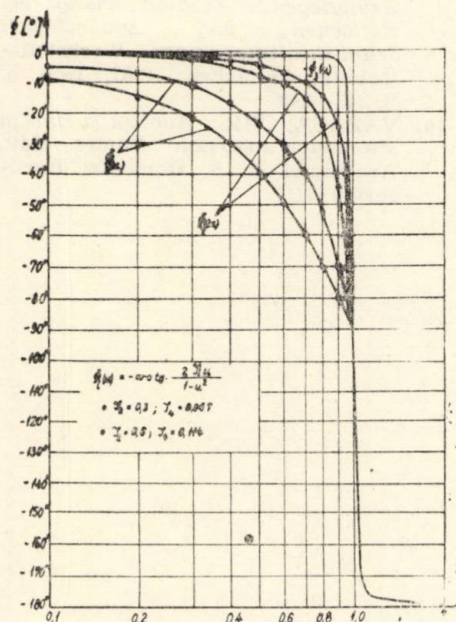


Fig. 7

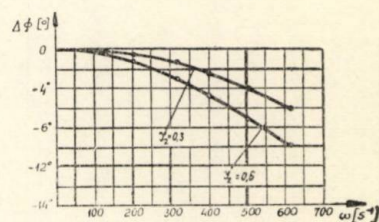


Fig. 8

By referring to Fig. 7 and to equation (16) in Fig. 8 the correction curves $\Delta\Phi = \Delta\Phi(\omega)$ are shown.

5. Conclusions

— By referring to Fig. 7 and Fig. 8 the calibration of the signal of the strain gauge dynamometer is necessary when the parameter $\mathcal{J}_2$ is great and the natural frequency is small.

— Using the Bode-plots the calculation of the correction $\Delta\Phi$ is simpler than Kegg and Mirski's methods [2, 4].

— The method which is exposed in this paper can be used for the dynamic researches of the cutting force. In these cases it is necessary to calculate Λ_d and Φ_d using equations (14), (15) and Bode-plots.

References

- [1]. CHIRIACESCU, S. T.: *A General Formulation of the Equations of Self-Excited Machine Tool Chatter and Some Subsequent Experimental Confirmations. Proceedings of the VIth Conference on the Dynamics of Machine*. Slovak Academy of Sciences. Vol. II, pp. 366—378, September 1970.
- [2]. KEGG, R. L.: *Cutting Dynamics in Machine Tool Chatter*. Trans. of ASME, Series B, vol. 87, nr. 4, nov. 1965, pp. 464—472.
- [3]. MANGERON, D.: *Mecanica vibrațiilor*. Edit. Academiei R. S. România, București, 1962.
- [4]. MIRSKI, F.: *Dynamique de la machine-outil. Mesure des efforts dynamiques*. La Machine-Outil Française, No. 260, Janvier 1970, p. 117—120 et No 261, Février 1970, p. 149—153.
- [5]. SADOWY, M., SCHEUBER, H.: *Grundlegende Zusammenhänge bei statischen und dynamischen Schnittkraftmessungen*. Werkstattstechnik, 57 Jahrg., 1967, Heft 5, S. 243—248.
- [6]. VAZACA, CHR.: *Analiza și sinteza sistemelor automate liniare*. Edit. Academiei R. S. România, București 1961.

CONSIDERAȚII ASUPRA CARACTERISTICILOR DINAMOMETRELOR HIDRAULICE CU AUTOREGLAREA AVANSULUI, DESTINATE MĂSURĂRII FORȚELOR LA GĂURIREA ALIAJELOR DE ALUMINIU

I. POPESCU, M. GURGUI

Dinamometrele actuale utilizate la măsurarea forței axiale și a momentului de torsiune la găurire, nu sînt prevăzute cu sisteme de corectare a variației avansului, ca urmare a imperfecțiunii elementelor cinematice folosite sau a neomogenității materialului. În scopul înlăturării acestei deficiențe, lucrarea prezintă principiul și considerațiuni teoretice, privind funcționarea unui dinamometru hidraulic prevăzut cu sistem de autoreglare a avansului, stabilind totodată condiția de legătură între elementele constructive ale sistemului de măsurare și al circuitului de corecție pentru realizarea autoreglării.

Die Arbeit vorlegt theoretische Betrachtungen und das Prinzip über das Funktionieren eines hydraulischen Dynamometers mit einem Selbststabilisierungssystem des Vorschubes.

Es ist bekannt dass die aktuellen Dynamometer, die für das Messen der

Axialkräfte und des Verdrehungsmoment bei Durchbohren verwendet werden, nicht mit einem Verbesserungssystem des Variation des Vorschubes versehen sind, dies als Folge der Mangelhaft des verwendeten Kinematischen Systems oder dem ungleichartigen Materials wegen.

In der vorgeschlagenen Arbeit ist ein solches System eingeschlossen, der Bestimmungen beim verstellten Regim gestattet.

Die Konstruktion ist mit einem offenen Hydraulischen Kreislauf vorgesehen, welcher eine Ersetzung der Flüssigkeitsverlustes sichert, das wegen der Beseitigung der Abdichtungssystem der bei den hydraulischen Dynamometer mit einem geschlossenen Kreislauf ohne Membran verwendet wurden.

In der vorgestellten Arbeit wird die Kondition die die Verbindung zwischen den konstruktiven Elementen des Messsystems und Verbesserungskreislauf für die Erreichung der Selbstverstellung bestimmt.

Cunoașterea cît mai exactă a mărimii forțelor ce apar în procesul de aşchiere este necesară la stabilirea caracteristicilor tehnice ale mașinilor-unelte, cît și la efectuarea unor studii și cercetări referitoare la precizia dimensional geometrică rezultată în urma prelucrării. În acest scop, pentru măsurarea forței axiale și a momentului de torsiune care apar la prelucrarea găurilor în general și la burghiere în special, (figura 1), s-au experimentat și aplicat în practică numeroase procedee și aparate a căror construcție asigură măsurarea cu grade de precizie tot mai ridi-

cate. Dintre acestea se poate evidenția construcția dinamometrelor cu elemente de măsurare elastice sau hidraulice.

Dintre dinamometrele cu elemente elastice de măsurare având doze cu traductoare rezistive se impune a fi menționat cel realizat de Palici și Șpur [1] a cărei construcție relativ simplă îi asigură o mare rigiditate.

În cazul utilizării unor dinamometre având doze cu traductoare rezistive, erorile provocate de așezarea incorectă a mărcilor și rozetelor tensometrice pot atinge valori de $2 \dots 20\%$, atunci când axa de poziționare a acestora se abate cu $2-3^\circ$ de la direcția prescrisă [2].

Cît privește construcția dinamometrelor hidraulice, în principiu acestea cuprind un ansamblu piston-cilindru și un manometru pentru măsurarea presiunii, formînd astfel un sistem hidraulic închis. Simplitatea construcției și a aparatului de măsurare, determină în multe cazuri alegerea acestor dinamometre. Pentru a evita scurgerile de lichid, la astfel de dinamometre, pistonul este prevăzut cu o manșetă de etanșare, fapt care dă naștere la abateri sensibile față de proporționalitatea dintre forță și presiune, care ating valori pînă la 6% [3].



Fig. 1. Forța axială și momentul de torsiune la burghiere.

La dinamometrele cu cutie de măsurare, lichidul este închis în cilindru de o membrană pe care apasă pistonul. Prin modificarea poziției de lucru, suprafața de exercitare a presiunii se modifică, fiind sensibil afectată de îndoirea membranei în jurul muchiei pistonului, justetea indicațiilor depinzînd de poziția acesteia. Erorile tolerate ale acestor aparate, prescrise în instrucțiunile de verificare sînt de $\pm 3\%$ din limita superioară de măsurare [3].

La erorile de măsurare datorate construcției dinamometrelor prezentate, se adaugă și cele cauzate de neuniformitatea avansului de lucru.

În vederea eliminării deficiențelor semnalate, lucrarea prezintă principiile de calcul pentru construcția unui dinamometru hidraulic a cărui schemă de funcționare asigură autoreglarea avansului, (figura 2). Acest dinamometru permite determinarea forței axiale și a momentului de torsiune la prelucrarea găurilor prin măsurarea presiunii din cilindrii hidraulici 1 și 2 (2').

Forța axială, transmisă de la burghiu prin axul 3 la pistonul 4, este echilibrată de presiunea p_d din cilindrul de lucru 1 (care se poate citi la manometrul M_1), iar momentul de torsiune, transmis prin pîrghia 5 pistoanelor 6 și 6' este echilibrat de presiunea p_{d1} din cilindrii 2 și 2' (citită la manometrul M_2).

Sistemul de alimentat de la pompa 7 cu debitul Q_p și presiunea p_p .

Știind că forța axială este dependentă de avans, diametrul burghiului, rezistența materialului prelucrat, parametrii geometrici ai burghiului etc., este evident că la variația acestor parametri poziția de verticală a suportului piesei 8 se va modifica, fiind condiționată de mă-

rimea forței. Deplasarea suportului piesei afectează însă valoarea avansului, ceea ce face imposibilă prelucrarea cu avansul reglat în cazul cind măsurătorile se efectuează cu un dinamometru hidraulic obișnuit.

Pentru a elimina acest dezavantaj, sistemul propus prezintă un circuit de autoreglare a avansului.

În cilindrul de lucru 1, lichidul ajunge traversînd fanta de secțiune variabilă S_1 a distribuitorului 11, iar din cilindru iese prin orificiul de asemenea cu secțiune variabilă S_2 . În funcție de mărimea forței axiale pistonul 4 își stabilește o asemenea poziție încît prin secțiunile S_1 și S_2

să treacă un debit care să permită realizarea în cilindrul 1 a presiunii p_d necesară echilibrării forței. Odată atinsă această poziție de echilibru, ea nu se modifică dacă toți parametrii forței de așchiere sînt constanți.

Cele două debite care traversează secțiunile S_1 și S_2 sînt :

$$Q_1 = k \cdot \alpha \cdot S_1 \cdot \sqrt{p_r - p_d} \quad (1)$$

$$Q_2 = k \cdot \alpha \cdot S_2 \cdot \sqrt{p_d - p_{ev}} \quad (2)$$

$$\text{în care } k = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$$

g fiind accelerația gravitației, iar γ greutatea specifică a uleiului ;

α — coeficient de debit ;

p_r — presiunea pe conducte de intrare în distribuitor ;

p_{ev} — presiunea pe conducta de evacuare din cilindrul 1.

Din egalarea celor două debite, se obține expresia presiunii p_d din cilindrul de lucru, presiune care echilibrează forța axială.

$$p_d = \frac{S_1^2 \cdot p_r + S_2^2 \cdot p_{ev}}{S_1^2 + S_2^2} = \frac{F_x}{A} \quad (3)$$

unde : F_x — forța axială ;

A — secțiunea pistonului 4.

În cazul în care avansul real diferă la un moment dat de cel reglat (fie din cauza imperfecțiunii lanțului cinematic de avans, fie din cauza neomogenității materialului prelucrat, care prin porțiuni mai dure

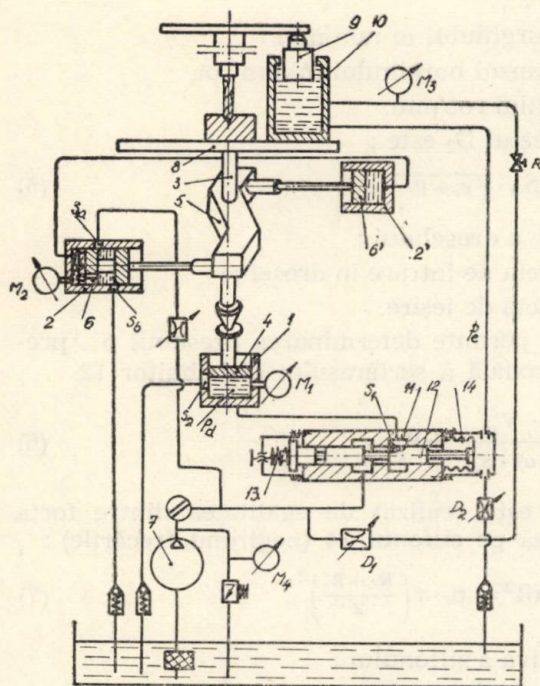


Fig. 2. Dinamometru hidraulic cu autoreglarea avansului.

sau mai puțin dure creează forțe mai mari sau mai mici modifică instantaneu poziția suportului 8, deci și avansul) intră în acțiune sistemul de autoreglare a avansului.

Acest sistem constă din pistonul 9, cilindrul 10 și distribuitorul 11, alimentarea făcându-se tot de la pompa 7 prin droselul D_1 și robinetul R. Droselul D_2 permite reglarea pe conducta de ieșire a presiunii de lucru p_e .

Debitul datorat deplasării pistonului 9 este :

$$Q_{p1} = S_p \cdot V_{av} \quad (4)$$

unde : S_p = secțiunea pistonului 9 ;

V_{av} = viteza de avans a burghiului în mm/min ;

$V_{av} = s \cdot n$, unde : s = avansul burghiului în mm/rot,
 n — turația burghiului rot/min.

Debitul care trece prin droselul D_2 este :

$$Q_{dr} = k \cdot \alpha \cdot S_{dr} \cdot \sqrt{p_e - p_F} \quad (5)$$

unde : S_{dr} — secțiunea de trecere a droselului ;

p_e — presiunea pe conducta de intrare în drosel ;

p_F — presiunea pe conducta de ieșire.

Egalarea celor două debite permite determinarea presiunii p_e presiune care condiționează poziția axială a sertărașului distribuitor 12.

$$p_e = \frac{S_p^2 \cdot V_{av}^2}{k^2 \cdot \alpha^2 \cdot S_{dr}^2} + p_F \quad (6)$$

Echilibrul sertărașului 12 este realizat de egalitatea dintre forța arcului 13 și forța care acționează pe silfonul 14 (neglijînd frecările) :

$$F_s = p_e \cdot A_{ef} = p_e \cdot \pi R^2 = p_e \cdot \pi \left(\frac{R_e + R_i}{2} \right)^2 \quad (7)$$

în care : A_{ef} — suprafața efectivă a silfonului ;

R_e, R_i — razele exterioară și interioară a tubului gofrat ;

$$F_a = k_1 \cdot f \quad (8)$$

unde : k_1 — constanta elastică a arcului ;

f — săgeata sub sarcină.

Din condiția de echilibru a sertărașului 12 se găsește :

$$f = \frac{p_e \cdot \pi}{k_1} \cdot \left(\frac{R_e + R_i}{2} \right)^2 \quad (9)$$

deci :

$$f = \left[\frac{S_p^2 \cdot V_{av}^2}{k^2 \cdot \alpha^2 \cdot S_{dr}^2} + p_F \right] \cdot \frac{\pi}{k_1} \cdot \left(\frac{R_e + R_i}{2} \right)^2$$

sau notind C_1 și C_2 elementele constante pentru o anumită construcție a dinamometrului și pentru un anumit reglaj :

$$F = C_1 V_{ar}^2 + C_2 \quad (10)$$

Dar datorită formei adoptate pentru fanta sertărașului distribuitor, după cum se vede în figura 3, secțiunea de trecere a lichidului spre cilindrul 1 va fi :

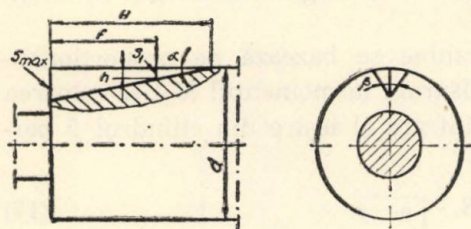


Fig. 3. Fanta sertărașului distribuitor.

$$S_1 = \frac{S_{max}}{H^2} (H - f)^2 \quad (11)$$

Înlocuind în (11) expresia săgeții f , după simplificări, se obține :

$$S_1 = C_3 [C_4 - C_1 \cdot V_{ar}^2]^2 \quad (12)$$

sau :

$$S_1 = C_3 [C_4 - C_1 \cdot n^2 \cdot s^2]$$

Cînd apare o variație a avansului, secțiunea S_1 se modifică în așa fel încît să rezulte o variație a presiunii p_d care să deplaseze pistonul 4 în sensul compensării modificării produse a avansului. Această variație a lui p_d se poate determina, înlocuind pe S_1 din (12) în (3) și apoi derivînd expresia obținută pentru p_d în raport cu avansul.

Se obține astfel pentru regimul tranzitoriu o variație a presiunii p_d în funcție de variația avansului (pe ramura de autoreglare), dată de expresia :

$$\Delta p_d = \frac{-8C_1 \cdot C_3^2 \cdot S_2^2 \cdot n^2 s [C_4 - C_1 n^2 s^2]^2 (P_r - P_{ev})}{[C_3^2 (C_4 - C_1 \cdot n^2 s^2)^2 + S_2^2]} \cdot \Delta S \quad (13)$$

În același timp, la variația avansului forța axială variază instantaneu, deci presiunea p_d va înregistra momentan o creștere sau o scădere în conformitate cu variația produsă a avansului :

$$F_x = C \cdot D^x \cdot S^y = p_d \cdot A$$

unde : D = diametrul burghiului ;

x, y = exponenți determinați experimental.

Deci :

$$p_d = \frac{C \cdot D^y \cdot S^y}{A} = C_5 \cdot S^y \quad (14)$$

Variația presiunii în funcție de avans va fi :

$$\Delta p_d = y \cdot C_5 \cdot S^{y-1} \cdot \Delta S \quad (15)$$

Variația produsă a avansului va fi compensată atunci cînd cele două variații de presiune de sens contrar date de relațiile (15) și (13) vor fi egale, deci cînd presiunea p_d va reveni la valoarea sa de echilibru.

Deci egalind expresiile (13) și (15) se obține :

$$\frac{-8 C_1 \cdot C_3^2 \cdot S_2^2 \cdot n^2 \cdot s [C_4 - C_1 \cdot n^2 s^2] (p_r - p_{cv})}{[C_3^2 (C_4 - C_1 n^2 s^2)^4 + S]^2} - y C_5 \cdot s^{y-1} = 0 \quad (16)$$

Această ecuație reprezintă condiția de legătură între avans și elementele constructive ale sistemului, pentru a se asigura autoreglarea avansului.

Măsurarea momentului de torsiune se bazează pe proporționalitatea existentă între presiunea p_c (măsurată la momentul M_2) și valoarea momentului. Echilibrul debitelor de intrare și ieșire din cilindru 2 permite determinarea presiunii p_c :

$$Q_a = k \cdot \alpha \cdot S_a \cdot \sqrt{p_1 - p_c} \quad (17)$$

$$Q_b = k \cdot \alpha \cdot S_b \cdot \sqrt{p_c - p_2}$$

de unde :

$$p_c = \frac{S_a^2 - p_1 + S_b^2 \cdot p_2}{S_a^2 + S_b^2} = \frac{M_1}{b \cdot A_2} \quad (18)$$

unde : S_a — secțiunea fantei de intrare a lichidului în cilindru 2 ;

S_b — secțiunea fantei de ieșire ;

b — brațul pîrghiei 5 ;

A_2 — secțiunea pistonului 6.

Elementele constructive ale dinamometrului se aleg în funcție de domeniul de mărime a forțelor și momentelor dictate de regimurile utilizabile la prelucrarea diverselor materiale, precum și în funcție de presiunile medii recomandate pentru alimentarea circuitului de măsurare și a celui de reglare, ținînd cont de condiția de legătură exprimată prin relația 16.

Sistemul propus prezintă, pe lîngă posibilitatea de autoreglare a avansului și avantajul reducerii pierderilor prin frecare datorită eliminării sistemelor de etanșare utilizate la dinamometrele hidraulice cu sistem închis fără membrană, dat fiind că se preconizează un circuit hidraulic deschis în care pierderile de lichid se pot compensa. Un alt avantaj îl prezintă menținerea caracteristicii liniare de dependență între forță și presiunea înregistrată.

Această construcție este adecvată determinării forțelor la prelucrarea aliajelor neferoase, deoarece regimul de așchiere utilizat la acestea asigură în circuitul de autoreglare, debite și presiuni suficient de mari pentru a se obține o bună funcționare.

Bibliografie

- [1]. POLETICA, F. M.: *Pribori dlia izmerenia sili rezania i kuteașcih momentov*. Uzgatelstvo mașinostroitelnoi literatura. Moscva, 1963.
- [2]. MOCANU, D. R. ș. a.: *Determinarea experimentală a eforturilor unitare*. Editura transporturilor și telecomunitelinoi literatura. Moskva, 1963.
- [3]. RATIU, M. și POPESCU, P.: *Tehnica măsurării forțelor*. Editura didactică și pedagogică, București, 1961.
- [4]. OPREAN, A.: *Hidraulica mașinilor-unelte*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- [5]. IVAN, M.: *Contribuții la studiul teoretic și experimental ale prelucrării electrolitice și al mașinilor-unelte cu avans autoreglabil*. Teză de doctorat, Inst. politehnic Brașov, 1970.
- [6]. BOIANGIU, D. ș. a.: *Elementele elastice ale mașinilor*. Editura tehnică, București, 1967.

Appendix A

The following table shows the results of the experiments conducted on the effect of temperature on the rate of reaction between hydrogen peroxide and potassium iodide. The experiments were carried out at various temperatures ranging from 10°C to 40°C. The rate of reaction was measured by the time taken for a fixed volume of iodine to be produced, which was then titrated with sodium thiosulfate. The results show that the rate of reaction increases with increasing temperature, and this is in agreement with the Arrhenius equation, which states that the rate constant increases exponentially with increasing temperature.

Temperature (°C)	Time taken for iodine to be produced (s)	Rate of reaction (1/time)
10	120	0.0083
20	60	0.0167
30	30	0.0333
40	15	0.0667

CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA TEORETICĂ A PRINCIPALILOR FACTORI CARE DETERMINĂ MĂRIMEA PRESIUNII NECESARE PENTRU STRÎNGEREA COMBINATĂ A SEMIFABRICATELOR LA AMBUTISARE

CONSTANTIN ILIESCU

În prima parte a lucrării se analizează factorii principali și modul de influență a acestora asupra mărimii presiunii necesare pentru strângerea combinată a semifabricatelor la ambutisare. Apoi, pe baza acestora și a particularităților desfășurării procesului de deformare a semifabricatului cu aceste matrițe, se stabilește o relație analitică pentru calculul presiunii. În final se prezintă curbele de variație $q = q(g)$, când restul factorilor de influență se mențin constanți, pentru unele metale mai uzuale din care se laminează table și benzi folosite la confecționarea semifabricatelor.

In ersten Teil der Arbeit werden die Hauptfaktoren aufgezeigt und die Art wie diese die Grösse des notwendigen Druckes beim kombinierten Spannen der Halbfabrikate beim Ziehen beeinflussen. Als dann wird auf Grund der Art des Einflusses der Hauptfaktoren und der Eigentümlichkeit des Verlaufes des Verformungsvorganges beim Ziehen mit Matrizen mit kombiniertem Spannen eine analytische Beziehung für die Berechnung des notwendigen Druckes beim Spannen des Halbfabrikates festgesetzt.

Cercetarea pieselor obținute prin ambutisare adîncă din tablă la fabricația de serie cu o matriță cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului (figura 1), arată [4] că precizia dimensională și calitatea acestora sînt comparabile cu cele ale pieselor obținute cu matrițe de ambutisare obișnuite (figura 2). Avîndu-se în vedere și faptul că geometria sculelor acestor matrițe este asemănătoare, se poate afirma că factorii determinanți ai presiunii necesare la strîngerea plană a semifabricatului să fie comuni și strîngerii combinate. Cum însă parametrii geometrici ai sculelor celor două matrițe cantitativ diferă între ei, în special raza de rotunjire a muchiei plăcii active, influența factorilor va avea o pondere diferită. Așadar, asupra presiunii necesare la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisare influențează mai mulți factori dintre care mai principali sînt: proprietățile mecanice ale materialului semifabricatului, grosimea semifabricatului, coeficientul de ambutisare, raza de rotunjire a muchiei plăcii active și diametrul pieselor ambutisate.

1. Rezistența materialului σ_r influențează nemijlocit mărimea presiunii necesare pentru strângerea combinată a semifabricatului la ambutisare. Modul de influență al acesteia se poate stabili relativ ușor. De

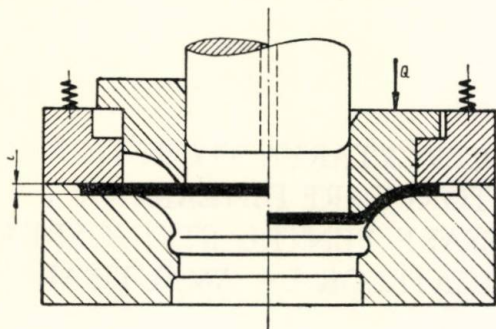


Fig. 1. Schema matriței de ambutisare cu sistem combinat de strângere a semifabricatului.

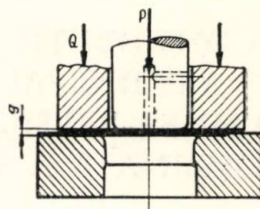


Fig. 2. Schema matriței de ambutisare cu inel plan de strângere a semifabricatului.

exemplu, pentru îndreptarea unei piese, operație aproximativ identică cu cea pentru prevenirea îndoirii acesteia din punctul de vedere al consumului de energie, deci situație similară cu cea pentru prevenirea formării cutelor în flanșa semifabricatului ca urmare acțiunii tensiunilor circumferențiale de compresiune σ_r (figura 3), forța necesară va fi cu atât mai mare cu cât rezistența materialului va fi mai mare. În consecință, la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă, ce are o anumită grosime g , cu o anumită matriță și cu un anumit coeficient de ambutisare presiunea necesară pentru strângerea combinată a semifabricatului va fi cu atât mai mare cu cât rezistența materialului semifabricatului va fi mai mare.

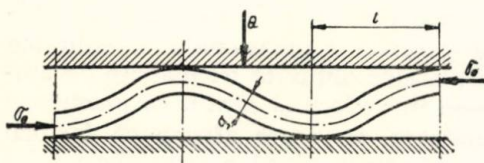


Fig. 3. Ondularea flanșei semifabricatului în procesul de ambutisare.

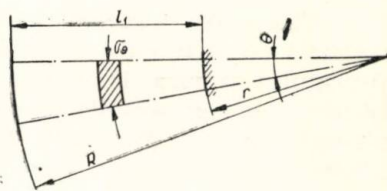


Fig. 4. Solicitarea circumferențială a flanșei semifabricatului în procesul de ambutisare.

Întrucât la fabricarea unui anumit reper se folosește aceeași tablă, rezistența limită la rupere se poate considera practic constantă deoarece aceasta variază foarte puțin. De exemplu, la tabla de oțel folosită pentru ambutisare $\sigma_r = (320 \dots 350) \text{ MN/m}^2$.

2. Din figura 3 se mai observă că tendința semifabricatului de a se cuta este cu atât mai mare cu cât grosimea semifabricatului (g) va fi mai mică. Aceasta se explică prin aceea că formarea cutelor în flanșă se datorește flambării acesteia care în timpul deformării este solicitată ca o grindă incastrată lateral pe muchia plăcii de ambutisare, (figura 4). După cum este cunoscut, stabilitatea la flambaj a unei grinzi de o anumită lungime l este cu atât mai mare cu cât secțiunea sa transversală va fi mai mică. Rezultă de aici că cu cât grosimea semifabricatului va fi mai mică cu atât presiunea necesară prevenirii formării cutelor trebuie să fie mai mare.

La ambutisarea cu matrițe cu sistem combinat de strângere, deformarea materialului semifabricatului se desfășoară aproape complet pe partea curbă a plăcii active, iar flanșa plană este foarte mică. În această zonă devin preponderente tensiunile de încovoiere [2] care se exprimă prin relația (1) :

$$\sigma_i = \frac{g \sigma_c}{2(2r_m + g)} \quad (1)$$

în care σ_c este limita de curgere a materialului semifabricatului ;

r_m — raza de rotunjire a muchiei plăcii active ;

g — grosimea semifabricatului.

Conform relației (1), rezultă că cu mărirea grosimii semifabricatului tensiunile de încovoiere cresc. Cu creșterea tensiunilor de încovoiere se va mări și momentul încovoietor rezistent al semifabricatului la intrarea sa în jocul dintre poanson și placa de ambutisare (fig. 1).

În secțiunea cilindrică a semifabricatului, la trecerea sa de pe partea curbă a plăcii active pe cea cilindrică, modulul de rezistență al acestuia este practic constant. Considerîndu-se cazul simplist de încovoiere, rezultă că și momentul încovoietor rezistent al semifabricatului la îndreptarea sa va rămîne constant. Acest moment se determină cu relația cunoscută (2), care ține seama și de ecrisarea materialului.

$$M_i = \frac{\pi d g^2}{6} (1,5 + \epsilon_r) \sigma_r \quad (2)$$

în care d este diametrul pieselor ambutisate ;

ϵ_r — alungirea relativă a materialului semifabricatului.

După cum arată relația (2), îndreptarea semifabricatului la intrarea sa în jocul dintre poanson și placa activă va necesita o forță mai mare cînd grosimea lui va fi mai mare, adică forța de strângere Q trebuie să fie mai mare.

În baza analizei de mai sus, se poate trage următoarea concluzie : la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă cu matrițe cu sistem combinat de strângere a semifabricatului, presiunea necesară la strângere, din punctul de vedere al stabilității la flambaj, va crește cu micșorarea grosimii semifabricatului, iar din punctul de vedere al rigidității această presiune de asemenea va crește cu mărirea grosimii semifabricatului. Este de așteptat ca presiunea minimă să se înregistreze la strângerea semifabri-

catelor cu grosimea $g \approx 1$ mm. Această observație rezidă în aceea că modulul de rezistență al materialului înregistrează o sensibilă creștere pentru $g > 1$ mm, iar formarea cutelor în flanșa semifabricatului este mai accentuată pentru $g < 1$ mm.

3. Pentru piese ce au un anumit diametru $d = 2r$, diametrul necesar al semifabricatului $D = 2R$ va fi cu atât mai mare cu cât coeficientul de ambutisare la prima operație (m) va fi mai mic. Deci, flanșa semifabricatului supus deformării va avea o lățime l_1 mai mare (figura 5), deoarece :

$$m = \frac{d}{D} \quad (3)$$

iar :

$$l_1 = R - r \quad (4)$$

Cu cât lățimea flanșei semifabricatului va fi mai mare, restul factorilor de influență rămânând neschimbați, cu atât tendința semifabricatului de a se cuta va fi mai accentuată deoarece tensiunile circumferențiale de compresie vor fi mai mari. Ca urmare a acesteia, forța reactivă a semifabricatului asupra inelului de strângere va fi mai mare. În consecință, presiunea necesară la strângerea semifabricatului va fi mai mare.

Creșterea presiunii necesare la strângerea semifabricatului cu micșorarea coeficientului de ambutisare se mai poate evidenția și astfel (figura 4) : cu cât coeficientul de ambutisare este mai mic, pentru un anumit diametru d al pieselor, cu atât R va fi mai mare. Odată cu R va crește și lățimea l a grinzii. Cu mărirea lui l , stabilitatea la flambaj scade, iar presiunea necesară la strângere trebuie să fie mai mare.

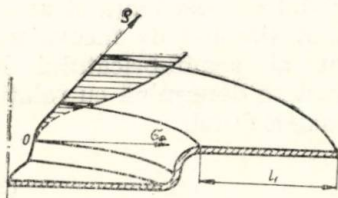


Fig. 5. Variația tensiunilor circumferențiale de compresie pe lățimea flanșei semifabricatului.

4. Când raza de rotunjire a muchiei plăcii active se mărește, în cazul matrițelor de ambutisare cu sistem combinat de strângere putînd ajunge la valoarea maximă admisibilă [5], tendința de formare a cutelor în flanșa semifabricatului se reduce simțitor [6]. În acest caz, forța totală de strângere a semifabricatului necesară prevenirii formării cutelor va fi

mai mică. Rezultă că cu creșterea razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, cînd restul factorilor de influență rămîn neschimbați, presiunea necesară pentru strângerea semifabricatului se micșorează [7]. Aceasta rezultă și din relația (1) care arată că tensiunile de încovoiere scad odată cu mărirea razei plăcii active, iar micșorarea acestor tensiuni duce la scăderea presiunii necesare la strângere.

5. Când diametrul pieselor ambutisate se mărește, pentru un anumit coeficient de ambutisare dat, lățimea flanșei semifabricatului crește, (figura 4). Lățimea flanșei mărimdu-se, tensiunile circumferențiale de compresiune cresc, iar stabilitatea la flambaj a flanșei semifabricatului scade. Rezultă că cu mărirea diametrului pieselor ambutisate presiunea necesară la strângerea semifabricatului crește.

Plăcile de ambutisare ale matrițelor cu sistem combinat de strângere se construiesc însă cu raze maxime admisibile care cresc direct proporțional cu diametrul pieselor, astfel încît lățimea flanșei plane rămîne aproximativ aceeași indiferent de mărirea diametrului planelor [5]. De aceea cînd lățimea absolută a flanșei rămîne aceeași cu creșterea diametrului s-ar putea înregistra chiar o scădere a presiunii necesare la strângere, iar cînd lățimea relativă a flanșei va avea aceeași valoare este posibil ca presiunea necesară la strângerea semifabricatului să înregistreze o ușoară creștere cu mărirea diametrului.

Din analiza modului de influență a principalilor factori asupra mărimii presiunii necesare la strângerea combinată a semifabricatului la ambutisare, s-a văzut că această presiune este o funcție de forma :

$$q = f(g, m, r_m, d, \sigma_r) \quad (5)$$

De asemenea, s-a mai observat că parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare au asemenea valori încît condițiile de deformare a materialului semifabricatului sînt sensibil îmbunătățite față de ambutisarea obișnuită. Astfel, asupra mărimii presiunii necesare la strângere influență deosebită vor exercita grosimea semifabricatului, coeficientul de ambutisare și raza de rotunjire a muchiei plăcii active.

La ambutisarea cu matrițe cu strângere combinată starea tensionat-deformată a materialului semifabricatului cantitativ se deosebește radical de cea existentă la ambutisarea cu matrițe obișnuite. În cazul noilor matrițe (figura 1), procesul de deformare se desfășoară aproape în întregime pe partea curbă a plăcii de ambutisare, iar pericolul de formare a cutelor se reduce considerabil. Cînd semifabricatul a ajuns complet pe partea curbă a plăcii de ambutisare lățimea flanșei plane este foarte mică. În acest moment și ecruisarea materialului semifabricatului este redusă. Ecruisarea materialului crește spre periferia semifabricatului și se accentuează pe măsură ce deformațiile cresc [1], adică pe măsură ce marginea semifabricatului se apropie de poanson. De aceea studiul analitic al presiunii necesare la strângere trebuie făcut în ipoteza că semifabricatul se află numai pe partea curbă a plăcii de ambutisare, cînd tensiunile circumferențiale de compresiune scad și devin preponderente cele de încovoiere, iar ecruisarea materialului semifabricatului este maximă.

Momentul încovoietor rezistent M_i , la intrarea semifabricatului în jocul dintre poanson și placa de ambutisare, după cum s-a arătat, practic rămîne constant. Pentru realizarea îndreptării semifabricatului trebuie ca momentul încovoietor activ M să fie egal cu cel rezistent.

$$M = M_i \quad (6)$$

Momentul încovoietor activ produs de forța de strângere Q , va avea valoarea maximă atunci când mărimea semifabricatului ajunge spre partea frontală a inelului profilat de strângere (figura 6). Acest moment se determină cu relația (7) :

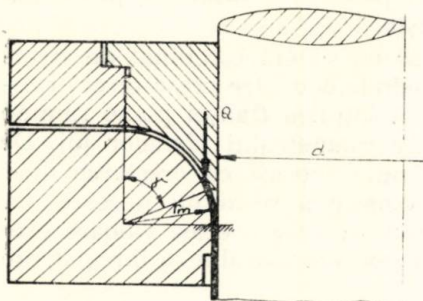


Fig. 6. Schema pentru calculul presiunii necesare la strângerea combinată a semifabricatelor.

$$M = Q r_m (1 - \sin \gamma) \quad (7)$$

Egalînd (7) cu (2) și rezolvînd, se obține :

$$Q = \frac{\pi d g^2 (1,5 + \varepsilon_r) \sigma_r}{6 r_m (1 - \sin \gamma)} \quad (8)$$

Teoretic, presiunea inelului profilat în cazul strîngerii cu forța Q va fi :

$$q_t = \frac{4 Q}{\pi [(d + 2 r_m)^2 - d^2]} \quad (6)$$

Trebuie observat că presiunea astfel determinată este o mărime convențională de calcul deoarece forța de strângere înregistrează valoarea maximă în momentul cînd inelul profilat se află parțial în contact cu semifabricatul ci nu complet.

Substituind (8) în (9), se obține relația finală pentru calculul presiunii :

$$q_t = \frac{g^2 (1,5 + \varepsilon_r) \sigma_r}{6 r_m^2 (1 - \sin \gamma) \left(1 + \frac{r_m}{d}\right)} \quad (10)$$

unde $r_m = f(m, d)$, [5].

Din relația (10) se observă că o mare influență asupra mărimii presiunii necesare la strîngerea semifabricatului va avea și unghiul γ . Cercetările experimentale efectuate pînă în prezent [4], [7], arată că acest unghi nu depășește 70° .

Alungirea relativă a materialului se poate considera constantă pentru o anumită calitate de tablă, întocmai ca și rezistența limită la rupere.

Pe baza analizei de mai sus, rezultă că la ambutisarea anumitor piese, cărora le corespunde o anumită matriță, grosimea materialului constituie singura variabilă independentă din relația (10).

În fig. 7 sînt prezentate curbele de variație a presiunii în funcție de g pentru cîteva metale mai uzuale din care se laminează table și benzi folosite la confecționarea semifabricatelor pentru ambutisare.

Pe baza concluziilor obținute la analiza influenței grosimii semifabricatului asupra mărimii presiunii necesare la strîngere, rezultă că curbele din figura 7 au valabilitate practică numai pentru $g > 1$. Pentru $g < 1$ este posibil ca din nou presiunea să crească așa cum are loc la

stringerea plană a semifabricatelor [3], [7]. De aceea curba reală privind dependența $q = q(g)$ va avea alura de forma celei prezente în figura 8. De asemenea, este de așteptat ca această lege de variație a lui q în funcție de g să corespundă mai exact cu rezultatele experimentale la ambu-

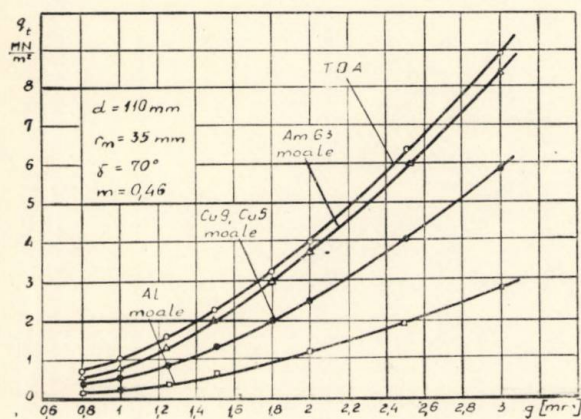


Fig. 7. Variația presiunii în funcție de grosimea semifabricatului.

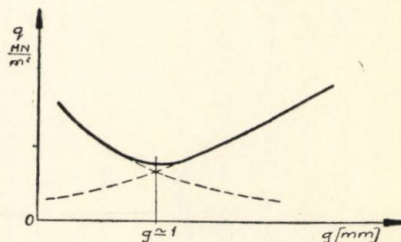
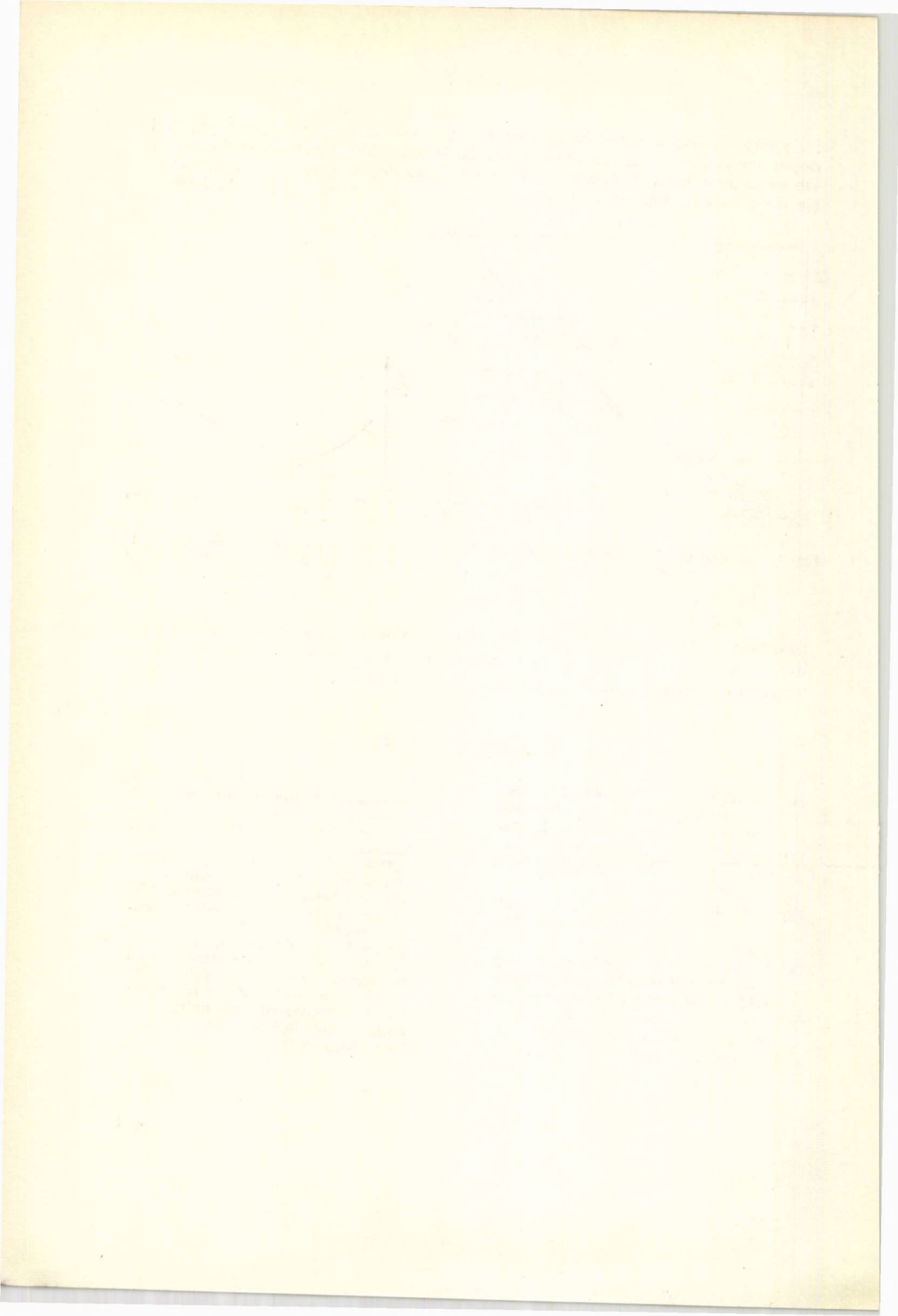


Fig. 8. Curba reală a dependenței $q = q(g)$ la stringerea combinată a semifabricatelor.

tisarea pieselor din semifabricate confecționate din metale cu rezistență limită la rupere mai mare, cum este de exemplu oțelul, și care prezintă un grad mare de ecruisare în procesul de deformare.

Bibliografie

- [1]. DRĂGAN, I.: *Tehnologia forjării și matrișării*. Vol. I, Editura didactică și pedagogică, București, 1961.
- [2]. POPOV, E. A.: *Osnovi teorii listovoi štampovki*. Mašinostroenie, Moskva, 1968.
- [3]. SOFMAN, L. A.: *Teoriia i rascioti proťessov holodnoi štampovki*. Mašinostroenie, Moskva, 1964.
- [4]. ILIESCU, C. și NEMA, E.: *Contribuții privind cercetarea experimentală a matrișelor de ambutisare cu sistem combinat de stringere a semifabricatelor*. Construcția de mașini, nr. 7, 1970.
- [5]. ILIESCU, C.: *Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de stringere a semifabricatelor*. Construcția de mașini, nr. 9, 1968.
- [6]. ILIESCU, C.: *Sistem combinat de stringere (plan și curbiliniu) a semifabricatelor la ambutisare. Eficiența sa tehnico-economică*. Industria ușoară, nr. 2, 1965.
- [7]. ILIESCU, C.: *Contribuții la determinarea presiunii necesare pentru stringerea combinată (plană și curbă) a semifabricatelor la ambutisare. Parametrii geometrici ai noilor scule*. Rezumat teză de doctorat, Brașov, 1970.



CERCETĂRI PRIVIND STABILIREA ECUAȚIEI SPAȚIULUI PARCURS DE ELECTRODUL SCULĂ LA PRELUCRAREA ELECTROLITICĂ

M. IVAN, GL. RUSAN

Pentru mașinile de prelucrat electrolitic, dotate cu sisteme de autoreglare a vitezelor de avans pe cale hidraulică, se prezintă metoda pentru determinarea ecuației spațiului parcurs de electrodul sculă în cazul când apar dezechilibrări în sistem.

Relația obținută este verificată experimental cu ajutorul oscilografierii semnalelor unui traductor de presiune rezistiv și ale unui traductor de deplasări inductiv, pentru diferite condiții de lucru.

Für die Maschinen die elektrolytisch bearbeiten, die mit hydraulischen Selbstregelungssystemen der Geschwindigkeiten des Vorschubes versehen sind, wird die Methode zur Aufstellung der Gleichung des Weges des Elektrodenwerkzeuges dargestellt, für den Fall wenn Gleichgewichtsstörungen im System auftreten.

Die erhaltene Gleichung ist praktisch bewiesen, mit Hilfe der elektrischen Signale eines ohmschen Druckübersetzer und einem linearen Induktivübersetzer, welche auf einem Oszilografen sichtbar wurden und für verschiedene Arbeitsbedingungen gemacht wurden.

În lucrarea [1] s-a ajuns la concluzia că, pentru mașinile-unelte de prelucrat electrolitic, vitezele de avans pot fi autoreglate pe cale hidraulică, variația presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru constituind mărimea variabilă a impulsului de intrare în sistemul de reglare al avansului.

Viteza de avans a sistemului hidraulic în funcție de mărimea interstițiului de lucru δ și caracteristicile constructive ale sistemului se calculează cu relația [2] :

$$y' = \left(H^2 \frac{1}{\delta_{(t)}} - 2HC_5 \frac{1}{\delta_{(t)}} + C_5 \frac{1}{\delta_{(t)}} \right) \sqrt{b_2 \cdot \sqrt{a \delta_{(t)}^2 - 1}} \quad (1)$$

Ecuția spațiului parcurs de electrodul sculă al sistemului studiat, în funcție de timp $y = f(t)$, se obține prin integrarea relației (1).

Pentru integrarea acestei relații, trebuie cunoscută legea de variație în timp a interstițiului de lucru $\delta = f_1(t)$, lege ce poate fi deter-

minată numai prin intermediul unui parametru măsurabil. Acest parametru este presiunea de intrare în zona de lucru p_1 .

În urma cercetărilor experimentale, s-a ajuns la concluzia că variația în timp a presiunii de intrare în zona de lucru, cînd apar dezechilibrări în sistem, are forma din figura 1.

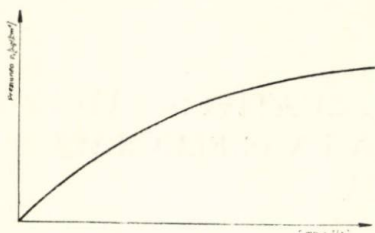


Fig. 1. Variația în timp a presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru.

Această reprezentare grafică reprezintă o curbă de tip parabolic, a cărei ecuație generală este [3] :

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_p x^p \quad (2)$$

în care p indică gradul parabolei ;

x — variabila independentă ;

y — variabila dependentă ;

$a_1 \dots a_p$ — coeficienți constanți.

Pentru o precizie suficientă a ajustării curbei experimentale, se folosește parabola patratică, a cărei ecuație, pentru variabilele presiunii p și timp t , poate fi scrisă sub forma :

$$p = a_0 + a_1 t + a_2 t^2. \quad (3)$$

Coeficienții constanți a , a_1 , a_2 se determină folosind metoda celor mai mici patrate.

Pentru parabola patratică ecuațiile generale devin [3] :

$$\begin{aligned} \sum(y) - n a_0 - a_1 \sum(x) - a_2 \sum(x^2) &= 0 \\ \sum(y x) - a_0 \sum(x) - a_1 \sum(x^2) - a_2 \sum(x^3) &= 0 \\ \sum(y x^2) - a_0 \sum(x^2) - a_1 \sum(x^3) - a_2 \sum(x^4) &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Prin rezolvarea acestui sistem de 3 ecuații cu 3 necunoscute se obțin valorile coeficienților a_0 , a_1 , a_2 .

Cunoscînd legea de variație a presiunii de intrare în zona de lucru (3) și relația de dependență dintre mărimea interstițiului și presiunea de intrare [1] :

$$\delta = \frac{C_3}{\sqrt{p_1}}, \quad (5)$$

se obține legea de variație în timp a interstițiului δ :

$$\delta = \frac{C_3}{(a_0 + a_1 t + a_2 t^2)^{1/2}}. \quad (6)$$

Prin înlocuirea relației (6) în (1) se obține relația :

$$\begin{aligned} y' = & \left[H^2 \frac{1}{C_3} - 2 H C_5 \frac{1}{C_3^2} + \right. \\ & \left. + C_5^2 \frac{1}{C_3^3} \right] \sqrt{b_2} \cdot \sqrt{a} \frac{C_1^2}{a_0 + a_1 t + a_2 t^2} - 1 \end{aligned} \quad (7)$$

ce reprezintă viteza de avans a sistemului hidraulic, funcție de timp.

Prin integrarea acestei ecuații diferențiale, ținând cont de substituțiile lui Euler, se obține relația :

$$y = E_1 x^6 + E_2 x^5 + E_3 x^4 + E_4 x^3 + E_5 x^2 + E_6 x + \frac{E_7}{2\sqrt{a_2 x + a_1}} + \\ + \frac{E_8}{(2\sqrt{a_2 x + a_1})^2} + \frac{E_9}{(2\sqrt{a_2 x + a_1})^3} + \frac{E_{10}}{(2\sqrt{a_2 x + a_1})^4} + \frac{E_{11}}{(2\sqrt{a_2 x + a_1})^5} + \\ + \frac{E_{12}}{(2\sqrt{a_2 x + a_1})^6} + E_{13} \ln(2\sqrt{a_2 x + a_1}) + C \quad (8)$$

x putându-se obține cu relația :

$$x = \sqrt{a_2 t^2 - a_1 t + b} - t \sqrt{a_2} \quad (9)$$

Relația (8) reprezintă spațiul parcurs de electrodul sculă al sistemului studiat, pentru cazul cînd apar dezechilibrări în sistem.

Pentru verificarea experimentală a relației (8), se determină în prealabil legea de variație în timp a presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru, $p_1 = f_1(t)$. Această lege de variație a fost obținută în urma oscilografierii semnalelor date de către un traductor de presiune rezistiv.

În vederea asigurării unei precizii mari a determinării, oscilograma a fost fotografiată și mărită. Curba astfel obținută pentru prelucrarea cu un electrod sculă din diametrul de 24 mm și pentru o presiune a pompei sistemului de avans de 5 kgf/cm² se prezintă în figura 2.

Este o curbă de tip parabolic, a cărei ecuație este :

$$p = 3,1129 + 0,5129t - 0,03506t^2 \quad (10)$$

coeficienții constanți fiind determinați în urma rezolvării sistemului (4) :

Cunoscînd valorile acestor coeficienți, precum și datele constructive și funcționale ale sistemului de avans au fost determinate constantele : $D_1 = 0,127$; $D_2 = -0,0467$; $D_3 = 0,00768$; $D_4 = -0,0037$; $D_5 = 0,0000208$.

Pe baza acestora s-au calculat, cu ajutorul unei mașini electronice de calcul, constantele $E_1 \dots E_{13}$ ale relației finale (16) : Au fost obținute următoarele valori : $E_1 = -0,000236$; $E_2 = -0,017709$; $E_3 = 0,105088$; $E_4 = 2,49234$; $E_5 = -7,201072$; $E_6 = 1578,607033$; $E_7 = 28627,97305$; $E_8 = -1281,508128$; $E_9 = 49619,109889$; $E_{10} = 216773,3868$; $E_{11} = 500798,84401$; $E_{12} = 237142,192613$; $E_{13} = -3808,911439$.

Pentru determinarea constantei de integrare C se pune condiția ca la $t = 0$, $y = 0$. Valoarea constantei astfel obținute este $C = -16769,53855$.

Cu ajutorul constantelor determinate mai sus relația (8) se poate reprezenta grafic, obținîndu-se curba teoretică a spațiului parcurs de sistem. Această curbă, trasată cu linie întreruptă se prezintă în figura 3.

În aceeași figură s-a trasat cu linie continuă și curba experimentală, determinată pentru aceleași condiții ca cea teoretică. Curba experi-

mentală a fost obținută în urma oscilografierii semnalelor date de un traductor de deplasare inductiv. Se constată că între cele două curbe există o apropiere foarte mare, confirmându-se ipotezele puse pentru determinarea relației (1).

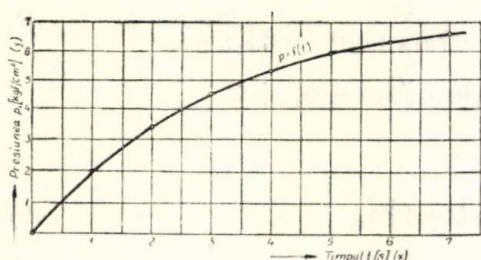


Fig. 2. Curba de dependență presiune-timp, pentru electrodul-sculă cu diametrul de 24 mm.

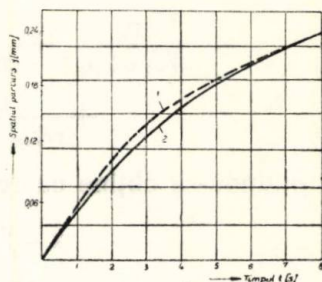


Fig. 3. Curbele de dependență, spațiu-timp pentru electrodul-sculă cu diametrul de 24 mm. 1 — curba teoretică; 2 — curba experimentală.

Pe baza oscilogramelor, în figura 4, se prezintă curbele obținute în cazul utilizării unui electrod sculă cu diametrul de 24 mm și a trei valori diferite ale presiunii pompei sistemului de avans (8,6 și 4 kgf/cm²).

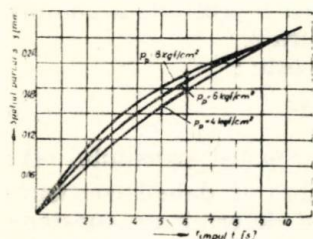


Fig. 4. Curbele experimentale ale spațiului parcurs de electrodul-sculă cu diametrul de 24 mm.

Se constată că, în cazul utilizării electrodului sculă cu diametrul de 24 mm, timpul de revenire al sistemului la viteza de avans reglată, pentru o dezechilibrare ce determină mărirea interstițiului de lucru pînă la 0,46 mm, este minim (5.s) pentru presiunea maximă a pompei (8 kgf/cm²) și maximum (7.s) pentru presiunea minimă a pompei (4 kgf/cm²).

Deci, pentru asigurarea unui timp cît mai mic de revenire al sistemului la condițiile de lucru optime (reglate inițial) este necesar ca presiunea pompei să fie cît mai ridicată, în special în cazul prelucrării suprafețelor mari, care determină forțe mari ce se opun deplasării electrodului sculă.

Bibliografie

- [1]. IVAN, M., RUSAN, G.: *Studiul posibilităților de autoreglare a vitezelor de avans pe cale hidraulică la mașinile-unelte de prelucrat electrolitic*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XII, 1970.
- [2]. IVAN, M.: *Contribuții la studiul teoretic și experimental al prelucrării electrolitice și al mașinilor unelte cu avans autoreglabil*. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1970.
- [3]. UDNY YULE G., KENDALL M. G.: *Introducere în teoria statisticii*. Editura științifică, București, 1969.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PROIECTĂRII MAȘINILOR DE ELECTROEROZIUNE

GHEORGHE OBACIU

În lucrare se descrie principiul de acționare și construcție al mașinii de electroeroziune, construită în laboratorul de mașini-unelte.

Se prezintă și se descriu părțile principale ale mașinii, parametrii de funcționare în comparație cu alte mașini similare.

В работе описывается принцип действия и конструкция электронского станка строенного в лаборатории машиностроения.

Представляются основные ности станка, описании их к функциональные параметры, по отношению других подобных станков.

Inițiată de multă vreme, prelucrarea electroerozivă s-a răspîndit relativ puțin, cercetările legate de acesta dezvoltîndu-se în două direcții principale și anume în cea legată de îmbunătățirea tehnologiei de prelucrare și implicit a mașinilor respective și în direcția studierii fenomenului fizic al prelucrării.

Pentru a realiza prelucrarea electroerozivă este necesar ca energia electrică să fie cedată spațiului dintre cei doi electrozi — piesă și sculă sub formă de impulsuri. Cu cît o energie mai mare va fi concentrată într-un spațiu mai restrîns și într-un timp mai scurt efectul descărcării electrice va fi mai mare. Rezultă deci că se poate influența efectul descărcărilor electrice, productivitatea, calitatea suprafeței și precizia, prin intermediul reglării energiei, timpului descărcării, adică într-un cuvînt prin reglarea regimului electric. Elementul cel mai important și totodată specific acestei prelucrări este generatorul de impulsuri. În prezent în funcție de felul în care sînt generate impulsurile, există două tipuri principale de mașini electroerozive: cu generatoare de relaxare și cu generatoare de impulsuri comandate.

1. Generatoare de relaxare

Elementul acumulator de energie în cazul generatoarelor de relaxare este condensatorul. Cea mai simplă schemă de generator de relaxare este cea din figura 1a [3]. Condensatorul „C” se încarcă de la sursa U cu energie electrică. Curentul de încărcare și deci timpul de încărcare

depinde de valoarea rezistorului R . Când tensiunea la bornele condensatorului atinge valoarea tensiunii de străpungere dintre cei doi electrozi piesă (2) și sculă (1), condensatorul se descarcă în spațiul de lucru. Când condensatorul s-a descărcat, se întrerupe curentul în circuitul de descărcare (dintre electrozi) și se reia ciclul prin reîncărcarea condensatorului.

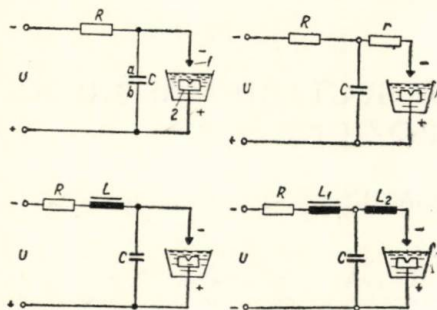


Fig. 1. Generatoare dependente (de relaxare).

Concluzia care se desprinde din cele de mai sus este că întreg procesul de încărcare-descărcare depinde de starea spațiului dintre electrozi și în mod deosebit energia descărcării deosece de gradul de ionizare primară care se atinge într-un anumit loc pe suprafața dintre cei doi electrozi depinde atât tensiunea la care începe descărcarea cât și valoarea curentului și durata unei perioade complete. Ori, cum distanța între electrozi este elementul care influențează în mod hotărâtor procesul, conform cu cele arătate mai sus, rezultă că menținerea ei pe măsura prelucrării cât mai constantă este deosebit de importantă, de constanța ei depinzând frec-

vența de repetiție a impulsurilor, gradul de utilizare a capacității condensatorului, a sursei de tensiune precum și însăși prelucrarea.

2. Generatoare de impulsuri independente

Spre deosebire de generatoarele de relaxare, formarea impulsurilor nu este autodirijată ci ea este comandată de la exteriorul circuitului electrozilor, obținându-se deci o frecvență de repetiție constantă, o durată a impulsurilor și pauzei bine determinată, o tensiune constantă etc. Din această cauză generatoarele de acest tip au primit denumirea de generatoare independente. De fapt și în acest caz energia descărcărilor nu este riguros constantă, ea depinzând într-o măsură destul de importantă de starea spațiului dintre electrozi prin aceea că intensitatea curentului depinde de gradul de ionizare, deci printre alți factori și de distanța între electrozi. Mai mult decât atât chiar, în acest caz descărcările pot fi multiple la un impuls de tensiune, ceea ce face ca energia unei descărcări individuale să fie mai mică decât cea cedată spațiului [1].

În principal, se pot deosebi două tipuri de generatoare independente:

a) generatoare la care tensiunea este de forma unei tensiuni periodice de amplitudine constantă și frecvență de repetiție eventual variabilă.

b) generatoare la care formarea impulsurilor se realizează prin închiderea și deschiderea repetată a unui circuit care cuprinde sursa de curent continuu și cei doi electrozi [2]. Oficiul de întrerupător (4 figura 2), îl asigură fie un tiristor fie un tranzistor de putere, comandat de un sistem de comandă reglabil.

Mașina fiind destinată în principal cercetării fizicii procesului de eroziune electrică caracteristicile impuse ei sînt oarecum mai largi față

Oscilatorul pilot M. V. furnizează impulsuri care amplificate în tensiune comandă generatorul de impulsuri dreptunghiulare A. t. Impulsurile astfel create se aplică amplificatorului de putere A. F. și prin transformatorul de ieșire cuplului de electrozi $E_s - E_p$. Impulsurile aplicate electrozilor pot fi urmărite din punct de vedere al formei și mărimii (U și I) pe ecranul osciloscopului cu două spoturi O_1 și O_2 . În același timp tensiunea dintre cei doi electrozi comandă amplificatorul mecanismului de avans. A. a. la ieșirea căruia se găsește motorul de antrenare M. a.

3. Descrierea părților constitutive ale mașinii electroerozive cu impulsuri comandate

a) Oscilatorul pilot (figura 4)

Este realizat pe baza schemei clasice a multivibratorului montat pe dubla triodă ECC82. Frecvențele de repetiție ale impulsurilor sînt determinate de valorile constantelor de timp C_1 . ($R_1 + x R_0$) și C_2 ($R_2 + Y R_0$) și sînt cuprinse între 440 și 12750 Hz. Raportul $= v$ se modifică între 0,1—0,9 cînd lipsesc rezistoarele R_1 și R_2 și în limitele 0,4—0,6 cu acestea.

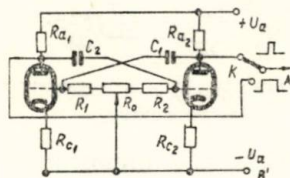


Fig. 4. Schema oscilatorului pilot.

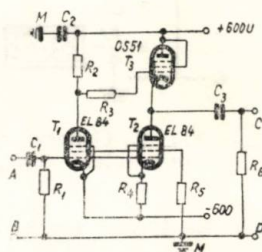


Fig. 5. Schema generatorului propriu-zis de impulsuri.

b. Generatorul de impulsuri (figura 5)

Impulsurile de comandă se aplică în același timp pentodei T_1 și T_2 . Prima pentodă amplifică și transmite semnalul tubului T_3 . În acest fel în al doilea etaj format din T_2 și T_3 , rezistivitățile interne ale celor două tuburi se modifică în sens contrar. Acest lucru face ca eficacitatea etajului să crească și amplitudinea impulsurilor generate să atingă valori foarte mari (cca. 400 V) cu distorsiuni în același timp mici. Pentru a putea realiza distorsiuni minime, cuplajul între etaje ar fi fost ideal să fie galvanic, dar pentru a putea fixa mai ușor punctul optim de funcționare a fiecărui etaj s-a preferat cuplajul RC (păstrându-se condiția $RC \geq 10 \tau$ impusă de căderea maxim admisibilă a palierului impulsului [6]).

c) Etajul final A.F. (figura 6)

Schema etajului este clasică, negativarea tubului făcându-se separat de la o sursă exterioră de 220 V prin divizorul de tensiune $R_1 \dots R_{18}$.

(18×220). Etajul este realizat pe trioda tip RS 631 cu o putere utilă de 1600 W. În anodă este conectat transformatorul de ieșire T care de fapt constituie elementul cel mai important din întregul generator, deoarece de construcția lui depinde atât forma impulsurilor transmise cât și puterea lor [5].

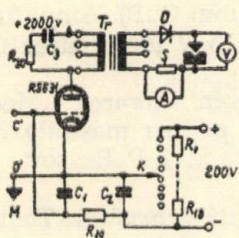


Fig. 6. Schema etajului final.

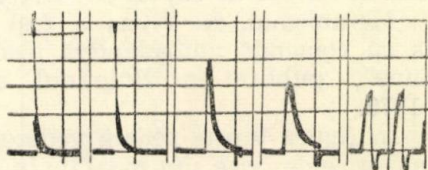


Fig. 7. Forma impulsurilor la ieșire (440, 960, 1700, 3150 12750 Hz).

Impulsurile aplicate cuplului de electrozi Es—Ep au fost oscilografiate în diverse situații. Astfel în figura 7 se prezintă impulsurile la bornele electrozilor, la mersul în gol în cazul când este conectat grupul $R_{20}C_3$ corespunzător frecvenței $F_i = 440—12750$ Hz.

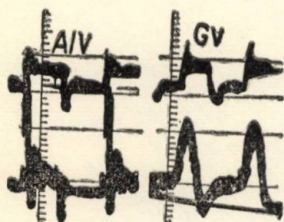


Fig. 8. Forma impulsurilor de tensiune și curent în sarcină.

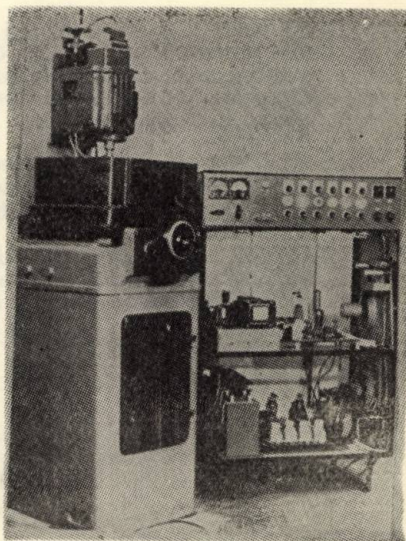


Fig. 9. Vedere generală a mașinii.

În momentul începerii descărcărilor deci cind rezistența în circuitul secundarului scade de la cca. 1 M Ω la cîteva sutimi de Ohm impulsurile de tensiune devin evident dreptunghiulare (figura 8, pentru 3150 și 12750 Hz). Curentul (oscilogramele inferioare, figura 8) are un caracter oscilant ca urmare a existenței inductivităților și capacităților parazite.

Ideal ar fi înlăturarea cît mai completă a acestora, lucru care nu a putut fi atins deși s-au luat măsuri speciale în acest sens. Una din acestea a fost constituirea cablurilor de legătură din mai mulți conductori izolați și scurtcircuitați la capăt ($2 \times 140 \times 0,2$ mm CuE). Amplitudinea tensiunii în sarcină a variat în jurul valorii de 15 V iar a curentului în jur de 10 A în funcție de cuplul de electrozi.

Mecanismul de avans a fost descris în lucrarea „Mecanism de avans cu comandă autoadaptivă electronică pentru mașinile de electroeroziune“, publicat în Buletinul științific al I. P. Brașov, nr. XII A din 1970.

În figura 9 este redată vederea generală a mașinii. Toate elementele electrice descrise sînt montate în dulapul electric.

Partea mecanică este montată pe un batiu prevăzut cu ghidaje transversale (pentru cuva de lucru) și verticale (pentru capul port-electrod). Capacitatea cuvei, în care se găsește montat dispozitivul port-piesă este de 60 l, umplerea făcîndu-se cu ajutorul unei pompe cu roți dințate. În concluzie se poate spune că mașina descrisă, cu relativ puține transformări, legate în special de automatizarea comenzilor, ar putea fi utilizată în mod curent în producție, evident în mecanică fină.

Bibliografie

- [1]. OBACIU, GH.: *Contribuții la studiul comportării cuplului de electrozi piesă-sculă la prelucrarea materialelor indigene cu impulsuri electrice*. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [2]. ECKARD K.: *für Funkenerosions Generatoren für Funkenerosions Werkzeugmaschinen*. Elektrotechnik Nr. 5-1967.
- [3]. LIVȘIT, A. L.: *Elektroerosive Metallbearbeitung unter besonder Berücksichtigung des neuen Elektroimpulsverfahren*. Verlag- Technik, Berlin, 1959.
- [4]. KOVACS, I.: *Generator de impulsuri dreptunghiulare* (în limba maghiară). Electrotehnica 55, nr. 8, aug. 1962.
- [5]. SMITH, I. H.: *Simplified Pulse Transformer Design*. Electronic-Engineering nr. 6, 1967.
- [6]. KULIKOVSKI, A. A.: *Indreptar de radioelectronică*. Ed. III. (traducere din limba rusă). Ed. tehnică București, 1963.

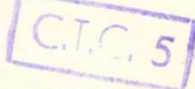


THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
540 EAST 57TH STREET
CHICAGO, ILL. 60637
U.S. DEPARTMENT OF AGRICULTURE
WASHINGTON, D.C. 20250

Tehnoredactarea : CIPRIAN TOMSA
Corectura : ȘT. OLARU, V. RADU

*Dat la cules : 30.01.1971. Bun de tipar : 29.07.1971.
Apărut : 1971. Hirtie velină de 80 g/m². Format :
16/70×100. Coli editoriale : 67,50 Coli tipar : 27,25
+222 pagini anexe*

Tiparul executat la Întreprinderea poligrafică
Brașov sub comanda nr. 1019.



40.819